

TUGAS AKHIR - TM 141585

**PEMODELAN DAN ANALISA REDUKSI RESPON
GETARAN TRANSLASI PADA SISTEM UTAMA DAN
ENERGI LISTRIK YANG DIHASILKAN OLEH
MEKANISME *DYNAMIC VIBRATION ABSORBER*
METODE *CANTILEVER PIEZOELECTRIC* (CPVA)**

**WAHYU RACHMA EFENDY
NRP 2112 100 083**

**Dosen Pembimbing
Dr. Wiwiek Hendrowati, ST.,MT.**

**JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2017**



TUGAS AKHIR – TM141585

**PEMODELAN DAN ANALISA REDUKSI RESPON
GETARAN TRANSLASI PADA SISTEM UTAMA DAN
ENERGI LISTRIK YANG DIHASILKAN OLEH
MEKANISME DYNAMIC VIBRATION ABSORBER
METODE CANTILEVER PIEZOELECTRIC (CPVA)**

WAHYU RACHMA EFENDY
NRP. 2112100083

Dosen Pembimbing:
Dr. Wiwiek Hendrowati, ST.,MT.

PROGRAM SARJANA
JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2017



FINAL PROJECT – TM141585

**MODELING AND ANALYSIS OF
TRANSLATIONAL VIBRATION REDUCTION
OF THE MAIN SYSTEM RESPONSE AND
ELECTRICAL ENERGY GENERATED BY
DYNAMIC VIBRATION ABSORBER
MECHANISM USING CANTILEVER
PIEZOELECTRIC METHOD (CPVA)**

WAHYU RACHMA EFENDY
NRP. 2112100083

Advisory Lecturer
Dr. Wiwiek Hendrowati, ST.,MT.

BACHELOR PROGRAM
DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA 2017

**PEMODELAN DAN ANALISA REDUKSI RESPON
GETARAN TRANSLASI PADA SISTEM UTAMA DAN
ENERGI LISTRIK YANG DIHASILKAN OLEH
MEKANISME *DYNAMIC VIBRATION ABSORBER*
METODE *CANTILEVER*
PIEZOELECTRIC (CPVA)**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

WAHYU RACHMA EFENDY

NRP. 2112 100 083

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT (Pembimbing)
NIP. 197004121997032003
2. Dr. Eng. Harus Laksana G. ST, M.Eng (Penguji I)
NIP. 197505111999031001
3. Aida Annisa Amin Daman, ST., MT. (Penguji II)
NIP. 198907052015042005
4. Moch. Solichin, ST., MT. (Penguji III)
NIP. 198908172015041003



SURABAYA

JANUARI, 2017

**PEMODELAN DAN ANALISA REDUKSI RESPON
GETARAN TRANSLASI PADA SISTEM UTAMA
DAN ENERGI LISTRIK YANG DIHASILKAN OLEH
MEKANISME *DYNAMIC VIBRATION ABSORBER*
METODE *CANTILEVER*
*PIEZOELECTRIC (CPVA)***

Nama Mahasiswa : Wahyu Rachma Efendy
NRP : 2112100083
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT.

Abstrak

Getaran banyak terjadi pada mesin-mesin di industri. Akan tetapi, getaran yang berlebihan dapat mengakibatkan kinerja mesin menurun dan membuat mesin cepat rusak. Maka dari itu diperlukan suatu cara untuk mengurangi getaran tersebut. Salah satu solusi untuk mereduksi getaran berlebih adalah dengan menambahkan Dynamic Vibration Absorber (DVA). Prinsip kerja dari Dynamic Vibration Absorber adalah penambahan massa absorber dan pegas pada sistem utama. DVA akan mereduksi getaran sistem utama dengan menghasilkan getaran yang arahnya berlawanan dengan arah getar dari sistem utama. Berdasarkan penelitian yang dilakukan oleh Pachpute [1], penggunaan DVA telah terbukti dapat mereduksi getaran dari sistem utama yang dioperasikan di frekuensi natural secara signifikan.

Dalam penelitian Tugas Akhir ini telah dirancang sebuah mekanisme alat vibration absorber dan energy harvester metode Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber (CPVA). Sistem utama yang digunakan dalam penelitian ini adalah plat datar yang ditopang oleh empat pegas. Plat tersebut akan menerima gaya eksitasi dari pegas dibawahnya yang dihubungkan dengan massa eksentrik pada motor DC. Koefisien pegas yang digunakan untuk menumpu plat datar memiliki nilai yang sama, yaitu sebesar 300

N/m. Sehingga eksitasi yang terjadi pada plat datar hanya ke arah translasi. Pemodelan sistem utama disederhanakan dengan menggunakan sumbu vertikal sebagai arah displacement. Sehingga pegas dari massa utama yang diidentifikasi hanya berjumlah dua buah, yaitu pegas ekuivalen di sisi kiri dan kanan. Sedangkan untuk pemodelan pada sistem CPVA, digunakan ekuivalensi massa dan koefisien pegas dari piezoelectric karena perpindahan dan arah eksitasinya dianggap sama. Pada penelitian ini, dilakukan analisa dengan variasi amplitudo massa eksentrik sebesar 0.025 m, 0.030 m, dan 0.035 m. Kecepatan putaran motor sebesar 20.61 rad/s (frekuensi natural), 22.05 rad/s (frekuensi panen), dan 25 rad/s (frekuensi lembah). Sedangkan variasi jumlah cantilever piezoelectric yang digunakan adalah 2600, 2800, dan 3000 buah.

Dari simulasi yang telah dilakukan, daya bangkitan dan nilai persentase reduksi terbesar dari CPVA terjadi ketika sistem dioperasikan di frekuensi naturalnya, yaitu sebesar $3.52E-7$ watt dan 20.36%. Selain itu, dari simulasi juga didapatkan karakteristik CPVA dengan memvariasikan jumlah piezoelectric, didapatkan rentang jumlah piezoelectric optimum adalah 1400 hingga 2400 buah. Pada rentang tersebut, daya bangkitan dan persentase reduksi perpindahan massa utama terbesar yang dapat dicapai CPVA sebesar $5.78E-7$ watt dan 22.75%.

Kata kunci : Dynamic Vibration Absorber (DVA), cantilever piezoelectric, persentase reduksi, amplitudo massa eksentrik, frekuensi, jumlah piezoelectric, energy density.

MODELING AND ANALYSIS OF TRANSLATIONAL VIBRATION REDUCTION OF THE MAIN SYSTEM RESPONSE AND ELECTRICAL ENERGY GENERATED BY DYNAMIC VIBRATION ABSORBER MECHANISM USING CANTILEVER PIEZOELECTRIC METHOD (CPVA)

Student Name : Wahyu Rachma Efendy
NRP : 2112100083
Department : Teknik Mesin FTI-ITS
Advisory Lecturer : Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT.

Abstract

Vibrations occur on the machines in the industry. However, excessive vibration can result in decreased engine performance and make the engine broken sooner than expectation. Therefore we need a way to reduce the vibration. One of the solution to reduce excessive vibration is to add Dynamic Vibration Absorber (DVA). The working principle of Dynamic Vibration Absorber is the addition of mass absorber and spring in the main system. Then DVA will reduce the main system's vibration by generating vibrations that have opposite direction to the direction of vibration of the main system. Based on research conducted by Pachpute [1], the use of DVA has been shown to reduce the vibration of the main system operated at the natural frequency significantly.

This final project research has designed a mechanism and tool for vibration absorber and energy harvester using Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber (CPVA) method. The main system used in this study is a flat plate supported by four springs. The plate will receive excitation force of the spring underneath the eccentric mass attached by a DC motor. Spring coefficients used to rivet flat plate have the same value, which is amounted to 300 N / m. So that the excitation occurs in flat plate only in the translational direction. The main system modeling is simplified by

using the vertical axis as the direction of displacement. So that spring from the main mass is identified only amounts to two, that is the equivalent spring on the left and right. While modeling on CPVA system, the equivalence of mass and spring of piezoelectric coefficients for the movement and direction of the excitation are considered equal. In this study, the analysis of amplitude variations eccentric mass is 0.025 m, 0030 m and 0035 m. The analysis of operational frequency is 20.61 rad / s (natural frequency), 22.05 rad / s (harvesting frequency), and 25 rad / s (valley frequency). Moreover, the variation of the number of piezoelectric cantilever used was 2600, 2800, and 3000 pieces.

From the simulations approach that have been carried out, the largest power generation and percentage of reduction of the CPVA occurs when the system is operated on its natural frequency, that is equal to 3.52E-7 watt and 20.36%. In addition, the simulation also obtained CPVA characteristics by varying the number of piezoelectric, optimum number of piezoelectric range obtained is 1400 to 2400 pieces. At this range, power generation and the percentage reduction of the largest main mass transfer that can be achieved CPVA of 5.78E-7 watts and 22.75%.

Key word : Dynamic Vibration Absorber (DVA), cantilever piezoelectric, percentation of reduction, input amplitude, frequency, number of piezoelectric, energy density.

KATA PENGANTAR

Dengan menyebut nama Allah SWT yang Maha Pengasih lagi Maha Penyayang, dengan puja dan puji syukur atas kehadiran-Nya, yang telah melimpahkan rahmat dan hidayah -Nya. Sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini dengan baik dan sesuai dengan apa yang diharapkan. Penulisan laporan tugas akhir ini dimaksudkan sebagai syarat kelulusan untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik bidang studi desain jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Penulis menyadari bahwa dalam penyusunan laporan thesis ini telah banyak pihak yang membantu. Oleh karena itu, penulis mengucapkan terima kasih kepada :

1. Allah SWT dan Nabi Muhammad SAW.
2. Bapak Ahmad Efendi dan Ibu Sri Wahyuni yang telah menjadi orang tua paling sempurna bagi penulis.
3. Ibu Dr. Wiwiek Hendrowati, ST.,MT. selaku dosen pembimbing tugas akhir penulis yang selalu meluangkan waktu untuk memberikan arahan, petunjuk, dan semangat kepada penulis dalam penyusunan tugas akhir ini.
4. Bapak Dr. Eng Harus Laksana Guntur, ST.,M.Eng. dan M. Solichin, ST.,MT, serta Ibu Aida Annisa Amin D, ST.,MT. selaku dosen penguji yang telah memberikan saran dalam penyusunan tugas akhir.
5. M. Isnain Syaichoni, M. Tri Ramdhani, dan Khanza Syahla Mahardini yang selalu mengembalikan semangat penulis untuk selalu berjuang menjadi pribadi yang lebih baik.
6. Segenap dosen dan karyawan Jurusan Teknik Mesin ITS yang telah memberikan bekal ilmu dan membantu selama masa perkuliahan.
7. Teman-teman M55 yang telah memberikan kenangan terindah di Teknik Mesin ITS.
8. Amalia Khomsa Lestari yang selalu menjadi inspirasi atas kebbaikannya dan menjadi sepupu terbaik bagi penulis.

9. Sahabat terbaik Retno Dewi, Fajar Sri, Alifia Masitha, Isaura Fauzia, Rizki Maghfira yang selalu menemani empat tahun kehidupan penulis di Teknik Mesin ITS.
10. Keluarga besar Lab Vibrasi *goes to 115* : Bella, Betari, Wando, Rai, Fauzi, Didin, Piendra, Ayu, Fadli, dan IBP atas kebersamaan dan tawa yang selalu mengiringi perjalanan menuju wisuda 115.
11. Teman-teman bimbingan TA Bu Wiwiek : Faiz, Wisnu, Vincent, Ricky, Adit, Bambang, Keputih, mas Imam, dan mas Mirza atas bantuannya dalam pengerjaan tugas akhir penulis.
12. Teman-teman Lab. Vibrasi dan Sistem Dinamis yang senantiasa menemani dan menghibur penulis saat sedang penat serta memberikan dukungan kepada penulis.
13. Serta semua pihak yang tidak bisa penulis sebutkan satu persatu yang telah membantu penulis dalam menyelesaikan tugas akhir.

Dengan segala keterbatasan kemampuan dan pengetahuan penulis, tidak menutup kemungkinan Tugas Akhir ini jauh dari sempurna. Oleh karena itu, penulis bersedia menerima kritik dan saran dari berbagai pihak untuk penyempurnaan lebih lanjut. Semoga hasil penulisan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi semua pihak.

Surabaya, Januari 2017

Penulis

DAFTAR ISI

| | |
|---|------|
| HALAMAN JUDUL | |
| LEMBAR PENGESAHAN | |
| ABSTRAK | i |
| ABSTRACT | iii |
| KATA PENGANTAR..... | v |
| DAFTAR ISI | vii |
| DAFTAR GAMBAR | xi |
| DAFTAR TABEL | xvii |
| BAB I PENDAHULUAN | |
| 1.1 Latar Belakang..... | 1 |
| 1.2 Rumusan Masalah..... | 2 |
| 1.3 Tujuan..... | 3 |
| 1.4 Batasan Masalah | 3 |
| 1.5 Manfaat..... | 4 |
| BAB II DASAR TEORI | |
| 2.1 Penelitian Terdahulu | 5 |
| 2.2 Dasar Teori Mekanika Getaran | 14 |
| 2.2.1 Getaran Multi DoF | 14 |
| 2.2.2 <i>Dynamic Vibration Absorber (DVA)</i> | 15 |
| 2.2.2.1 <i>Undamped Dynamic Vibration Absorber</i> | 16 |
| 2.2.2.2 <i>Damped Dynamic Vibration Absorber</i> | 20 |
| 2.2.3 <i>Piezoelectric</i> | 22 |
| 2.2.3.1 <i>Karakteristik Material Piezoelectric</i> | 23 |
| 2.2.3.2 <i>Cantilever Piezoelectric</i> | 25 |
| 2.2.3.3 <i>Piezoelectric Voltage Constant</i> | 26 |
| 2.2.3.4 <i>Electromechanical Coupling Factor</i> | 26 |
| 2.2.3.5 <i>Analisa Material Piezoelectric</i> | 26 |
| 2.2.3.6 <i>Susunan Piezoelectric</i> | 28 |
| BAB III METODOLOGI | |
| 3.1 Flowchart Penelitian | 31 |
| 3.2 Penjelasan Tahap Pengerjaan Penelitian | 32 |
| 3.2.1 Studi Literatur | 32 |
| 3.2.2 Identifikasi Masalah | 33 |

| | |
|---|----|
| 3.2.3 Perancangan Mekanisme Sistem Utama | 33 |
| 3.2.4 Pemodelan Sistem Dinamis | 33 |
| 3.2.5 Penurunan Persamaan Gerak | 33 |
| 3.2.6 Pembuatan Blok Simulasi Simulink Matlab | 34 |
| 3.2.7 Simulasi | 34 |
| 3.2.8 Simulasi Jalan | 34 |
| 3.2.9 Reduksi Respon Sistem Utama dan Energy Density ... | 35 |
| 3.2.10 Analisa Hasil | 35 |
| 3.2.11 Kesimpulan | 35 |
| 3.3 Rancangan Pemodelan | 36 |
| 3.3.1 Pemodelan Sistem Utama | 40 |
| 3.3.2 Pemodelan Sistem Utama dengan CPVA | 40 |
| 3.3.3 Pemodelan Kelistrikan Piezoelectric | 43 |
| 3.4 Penentuan Parameter Penelitian | 44 |
| 3.4.1 Penentuan Frekuensi Operasi dan Amplitudo Maksimum | 45 |
| 3.4.2 Penentuan Koefisien Pegas dari Alat Uji dan Massa Absorber | 45 |
| 3.4.3 Penentuan Koefisien Pegas dari Cantilever <i>Piezoelectric</i> | 45 |
| 3.4.4 Penentuan Massa dari Alat Uji | 46 |
| 3.4.5 Penentuan Massa Absorber | 46 |
| 3.5 Parameter | 46 |
| BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN | |
| 4.1 Perancangan Sistem Utama | 49 |
| 4.2 Perancangan Mekanisme Cantilever <i>Piezoelectric</i> Vibration Absorber (CPVA) | 50 |
| 4.3 Pemodelan Sistem Utama dan Cantilever <i>Piezoelectric</i> Vibration Absorber (CPVA) | 51 |
| 4.3.1 Sistem Utama Tanpa Cantilever <i>Piezoelectric</i> Vibration Absorber (CPVA) | 51 |
| 4.3.2 Sistem Utama dengan Cantilever <i>Piezoelectric</i> Vibration Absorber (CPVA) | 53 |
| 4.4 Analisa Pemodelan | 64 |

| | |
|--|----|
| 4.4.1 Pemodelan Sistem Utama Tanpa Cantilever <i>Piezoelectric</i> Vibration Absorber (CPVA) | 65 |
| 4.4.1.1 Respon Perpindahan, Kecepatan, dan Percepatan Sistem Utama | 65 |
| 4.4.1.2 Respon Perpindahan Massa Utama Tanpa CPVA Terhadap Variasi Frekuensi | 66 |
| 4.4.1.3 Respon Perpindahan Massa Utama Tanpa CPVA Terhadap Variasi Amplitudo | 67 |
| 4.4.2 Pemodelan Sistem Utama dengan CPVA (Jumlah <i>Piezoelectric</i> Tetap) | 68 |
| 4.4.2.1 Respon Perpindahan, Kecepatan, dan Percepatan Sistem Utama | 68 |
| 4.4.2.2 Respon Perpindahan Massa Utama dengan CPVA Terhadap Variasi Frekuensi | 70 |
| 4.4.2.3 Respon Perpindahan Massa Utama dengan CPVA Terhadap Variasi Amplitudo | 71 |
| 4.4.2.4 Respon dari Massa Absorber | 71 |
| 4.4.2.4.1 Respon Perpindahan Massa Absorber Terhadap Variasi Frekuensi | 71 |
| 4.4.2.4.2 Respon Perpindahan Massa Absorber Terhadap Variasi Amplitudo | 72 |
| 4.4.2.5 Respon dari Massa <i>Piezoelectric</i> | 73 |
| 4.5.2.5.1 Respon Perpindahan Massa <i>Piezoelectric</i> Terhadap Variasi Frekuensi | 73 |
| 4.5.2.5.2 Respon Perpindahan Massa <i>Piezoelectric</i> Terhadap Variasi Amplitudo | 74 |
| 4.5.2.6 Energi Listrik Bangkitan dari <i>Piezoelectric</i> | 75 |
| 4.5.2.6.1 Energi Listrik Terhadap Variasi Frekuensi | 75 |
| 4.5.2.6.2 Energi Listrik Terhadap Variasi Amplitudo | 76 |
| 4.4.3 Pemodelan Sistem Utama dengan CPVA (Jumlah <i>Piezoelectric</i> Divariasikan) | 77 |
| 4.4.3.1 Respon Massa Utama dengan Variasi Jumlah <i>Piezoelectric</i> | 77 |

| | |
|---|----|
| 4.4.3.2 Respon Massa Absorber dengan Variasi Jumlah <i>Piezoelectric</i> | 80 |
| 4.4.3.3 Respon Massa <i>Piezoelectric</i> dengan Variasi Jumlah <i>Piezoelectric</i> | 81 |
| 4.4.3.4 Energi Bangkitan Listrik dengan Variasi Jumlah <i>Piezoelectric</i> | 82 |
| 4.5 Pembahasan | 82 |
| 4.5.1 Sistem Utama Tanpa <i>Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber</i> (CPVA) | 82 |
| 4.5.2 Sistem Utama dengan <i>Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber</i> (Jumlah <i>Piezoelectric</i> Sama) | 84 |
| 4.5.2.1 Massa Utama | 84 |
| 4.5.2.2 Massa <i>Absorber</i> | 87 |
| 4.5.2.3 Massa <i>Piezoelectric</i> | 89 |
| 4.5.2.4 Energi Bangkitan <i>Piezoelectric</i> | 90 |
| 4.5.3 Pengaruh Jumlah <i>Piezoelectric</i> Terhadap Karakteristik CPVA | 93 |
| 4.5.3.1 Massa Absorber Tetap dan Jumlah <i>Piezoelectric</i> Berubah | 93 |

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

| | |
|----------------------|-----|
| 5.1 Kesimpulan | 103 |
| 5.2 Saran | 104 |

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

BIODATA PENULIS

DAFTAR GAMBAR

| | | |
|-------------|--|----|
| Gambar 2.1 | Model matematis sistem yang ditambahkan damped DVA | 5 |
| Gambar 2.2 | Grafik respon sistem yang telah ditambahkan dengan damped DVA | 6 |
| Gambar 2.3 | Grafik frekuensi natural absorber-harvester terhadap mass ratio | 8 |
| Gambar 2.4 | Spektrum frekuensi optimum dari sistem dengan $\zeta=0.3$ dan $\mu=0.125$ | 9 |
| Gambar 2.5 | Rasio amplitudo optimum dari sistem utama yang dioperasikan pada frekuensi panen | 9 |
| Gambar 2.6 | Rasio amplitudo optimum dari sistem absorber- harvester yang dioperasikan pada frekuensi panen | 10 |
| Gambar 2.7 | Model dinamis dari sistem 2 DOF tanpa dual DVA-independen dan dengan dual DVA- independen | 11 |
| Gambar 2.8 | Pemodelan dinamis sistem 2 DOF dengan single DVA dan 3 DOF menggunakan dual DVA yang disusun | 13 |
| Gambar 2.9 | Sistem undamped dengan 3 DOF | 15 |
| Gambar 2.10 | Pemodelan dinamis sistem utama dengan penambahan undamped DVA | 16 |
| Gambar 2.11 | Pengaruh dari Undamped Vibration Absorber terhadap respon dari sistem utama | 19 |
| Gambar 2.12 | Permodelan dinamis sistem utama dengan penambahan damped DVA | 20 |
| Gambar 2.13 | Pengaruh dari Damped Vibration Absorber terhadap respon dari sistem utama | 22 |
| Gambar 2.14 | Beberapa contoh bentuk piezoelectric | 23 |
| Gambar 2.15 | Cantilever piezoelectric | 25 |
| Gambar 2.16 | Free body diagram dari cantilever piezoelectric | 27 |

| | | |
|-------------|--|----|
| Gambar 2.17 | Model pemanen energi kinetik menggunakan cantilever piezoelectric | 27 |
| Gambar 2.18 | Rangkaian listrik ekuivalen pemanen energi kinetik | 28 |
| Gambar 2.19 | Susunan paralel material piezoelectric | 29 |
| Gambar 2.20 | Konstanta pegas disusun paralel | 29 |
| Gambar 2.21 | Piezoelectric disusun secara seri | 30 |
| Gambar 3.1 | Flowchart penelitian | 32 |
| Gambar 3.2 | Pemodelan sederhana rancangan sistem utama | 36 |
| Gambar 3.3 | Pemodelan sederhana rancangan sistem CPVA | 37 |
| Gambar 3.4 | Model analisa dari sistem utama sebagai simulator getaran dan CPVA | 38 |
| Gambar 3.5 | Gambar sistem dinamis dari sistem utama tanpa ditambahkan CPVA dan dengan ditambahkan CPVA | 39 |
| Gambar 3.6 | Free body diagram sistem utama tanpa CPVA | 40 |
| Gambar 3.7 | Free body diagram massa absorber, massa utama, dan massa <i>piezoelectric</i> saat sistem utama ditambah dengan CPVA | 41 |
| Gambar 3.8 | Diagram sirkuit elektromagnetik cantilever piezoelectric | 43 |
| Gambar 4.1 | Rancangan Mekanisme Sistem Utama sebagai Simulator Getaran | 49 |
| Gambar 4.2 | Rancangan Cantilever <i>Piezoelectric</i> Vibration Absorber (CPVA) | 50 |
| Gambar 4.3 | Pemodelan dinamis sistem utama tanpa CPVA | 51 |
| Gambar 4.4 | Free body diagram sistem utama tanpa CPVA | 52 |
| Gambar 4.5 | Pemodelan dinamis dari sistem utama yang telah ditambahkan CPVA | 53 |

| | | |
|-------------|---|----|
| Gambar 4.6 | Free body diagram massa absorber, massa piezoelectric, dan massa utama saat sistem utama ditambah dengan CPVA | 54 |
| Gambar 4.7 | Grafik frekuensi natural sistem utama dengan CPVA menggunakan variasi jumlah <i>piezoelectric</i> | 64 |
| Gambar 4.8 | Grafik respon perpindahan, kecepatan, dan percepatan dari massa utama tanpa CPVA | 66 |
| Gambar 4.9 | Grafik respon perpindahan dari sistem utama dengan variasi frekuensi operasi | 66 |
| Gambar 4.10 | Grafik respon perpindahan dari massa utama dengan variasi amplitudo | 67 |
| Gambar 4.11 | Bode diagram sistem utama tanpa CPVA dengan variasi amplitudo | 68 |
| Gambar 4.12 | Grafik respon perpindahan, kecepatan, dan percepatan dari massa utama dengan CPVA | 69 |
| Gambar 4.13 | Grafik respon perpindahan dari massa utama yang telah ditambahkan CPVA dengan variasi frekuensi operasi | 70 |
| Gambar 4.14 | Grafik respon perpindahan dari massa utama yang telah ditambahkan CPVA dengan variasi amplitudo | 71 |
| Gambar 4.15 | Grafik respon perpindahan dari massa absorber dengan variasi frekuensi operasi | 72 |
| Gambar 4.16 | Grafik respon perpindahan dari massa absorber dengan variasi amplitudo | 73 |
| Gambar 4.17 | Grafik respon perpindahan dari massa <i>piezoelectric</i> dengan variasi frekuensi | 74 |
| Gambar 4.18 | Grafik respon perpindahan dari massa <i>piezoelectric</i> dengan variasi amplitudo | 75 |
| Gambar 4.19 | Grafik energi bangkitan dari <i>piezoelectric</i> dengan variasi frekuensi | 76 |
| Gambar 4.20 | Grafik energi bangkitan dari <i>piezoelectric</i> dengan variasi amplitudo | 77 |

| | |
|-------------|---|
| Gambar 4.21 | Grafik respon massa utama dengan variasi jumlah <i>piezoelectric</i> 78 |
| Gambar 4.22 | Bode diagram dari sistem utama yang ditambah dengan CPVA dengan jumlah <i>piezoelectric</i> 2600, 2800, dan 3000 79 |
| Gambar 4.23 | Grafik respon massa absorber dengan variasi jumlah <i>piezoelectric</i> 80 |
| Gambar 4.24 | Grafik respon massa <i>piezoelectric</i> dengan variasi jumlah <i>piezoelectric</i> 81 |
| Gambar 4.25 | Grafik energi bangkitan listrik dengan variasi jumlah <i>piezoelectric</i> 82 |
| Gambar 4.26 | Grafik respon RMS perpindahan dari massa utama (X1) tanpa CPVA dengan variasi amplitudo 83 |
| Gambar 4.27 | Grafik respon RMS perpindahan dari massa utama (X1) yang telah ditambahkan CPVA dengan variasi amplitudo 85 |
| Gambar 4.28 | Grafik reduksi respon perpindahan dari massa utama (X1) dengan variasi amplitudo 86 |
| Gambar 4.29 | Grafik respon RMS perpindahan dari massa absorber (X2) dengan variasi amplitudo 88 |
| Gambar 4.30 | Grafik respon RMS perpindahan dari massa <i>piezoelectric</i> (X3) dengan variasi amplitudo 89 |
| Gambar 4.31 | Grafik voltase bangkitan listrik dengan variasi amplitudo 91 |
| Gambar 4.32 | Grafik daya bangkitan listrik dengan variasi amplitudo 92 |
| Gambar 4.33 | Grafik jumlah <i>piezoelectric</i> optimum terhadap defleksi <i>piezoelectric</i> 94 |
| Gambar 4.34 | Grafik jumlah <i>piezoelectric</i> optimum terhadap daya bangkitan <i>piezoelectric</i> 95 |
| Gambar 4.35 | Grafik persentase reduksi perpindahan massa utama terhadap jumlah <i>piezoelectric</i> 98 |

| | | |
|-------------|--|-----|
| Gambar 4.36 | Bode diagram dari sistem utama yang telah ditambahkan CPVA dengan variasi jumlah piezoelectric | 101 |
|-------------|--|-----|

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR TABEL

| | | |
|-----------|---|----|
| Tabel 2.1 | Energi bangkitan, <i>displacement</i> dan kapasitansi pada <i>material piezoelectric</i> | 24 |
| Tabel 2.2 | Sifat Mekanik Beberapa <i>Material Piezoelectric</i> | 25 |
| Tabel 3.1 | Parameter Sistem Utama | 47 |
| Tabel 3.2 | Parameter <i>Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber</i> (CPVA) | 47 |
| Tabel 3.3 | Parameter <i>Material Piezoelectric</i> | 47 |
| Tabel 4.1 | Frekuensi natural sistem yang telah ditambahkan CPVA | 54 |
| Tabel 4.2 | Nilai RMS Perpindahan, Kecepatan, dan Percepatan dari Massa Utama Sebelum Ditambahkan CPVA | 83 |
| Tabel 4.3 | Nilai RMS Perpindahan, Kecepatan, Percepatan dari Massa Utama dan Persentase Reduksi Setelah Ditambahkan CPVA | 84 |
| Tabel 4.4 | Nilai RMS Perpindahan, Kecepatan, dan Percepatan dari Massa Absorber | 87 |
| Tabel 4.5 | Nilai RMS Perpindahan, Kecepatan, dan Percepatan dari Massa <i>Piezoelectric</i> | 89 |
| Tabel 4.6 | Nilai Energi Listrik Bangkitan dari <i>Piezoelectric</i> | 90 |
| Tabel 4.7 | Nilai Daya Bangkitan terhadap Jumlah <i>Piezoelectric</i> dengan Variasi Amplitudo | 93 |
| Tabel 4.8 | Nilai Reduksi Perpindahan Massa Utama terhadap Jumlah <i>Piezoelectric</i> dengan Variasi Amplitudo | 97 |

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Getaran banyak terjadi pada mesin- mesin di industri. Akan tetapi, getaran yang berlebihan dapat mengakibatkan kinerja mesin menurun dan membuat mesin cepat rusak. Maka dari itu diperlukan suatu cara untuk mengurangi getaran tersebut. Salah satu solusi untuk mereduksi getaran berlebih adalah dengan menambahkan *Dynamic Vibration Absorber* (DVA). Prinsip kerja dari *Dynamic Vibration Absorber* adalah penambahan massa absorber dan pegas pada sistem utama. DVA akan mereduksi getaran sistem utama dengan menghasilkan getaran yang arahnya berlawanan dengan arah getar dari sistem utama.

Umumnya DVA dimanfaatkan untuk melakukan reduksi getaran pada arah translasi yang terjadi pada sistem utama. Getaran dari sistem utama yang diteruskan ke massa absorber merupakan suatu energi kinetik yang dapat dimanfaatkan. Salah satu cara untuk memanen energi listrik dari getaran tersebut adalah menggunakan *cantilever piezoelectric*. *Piezoelectric* merupakan suatu material yang memiliki kemampuan untuk mengubah energi mekanis menjadi energi listrik ataupun sebaliknya. Energi kinetik dari perpindahan massa *absorber* dapat diubah menjadi energi listrik ketika *cantilever piezoelectric* mengalami lendutan dan menerima tegangan tarik atau tekan. Beberapa studi telah menunjukkan bahwa penggunaan *cantilever piezoelectric* untuk memanen energi kinetik dari eksitasi hanya mampu menghasilkan daya pada ukuran miliwatt. Hal ini menunjukkan bahwa perlunya sebuah mekanisme baru yang dapat memaksimalkan potensi defleksi dari *cantilever piezoelectric*.

Penelitian ini membahas mekanisme peredaman getaran berlebih dan pemanfaatan energi kinetik yang terbuang dalam skala laboratorium. Untuk menggambarkan getaran yang disimulasikan, maka dirancanglah simulator getaran yang dapat merepresentasikan getaran dari sistem utama. Sistem utama yang

digunakan dalam penelitian ini terdiri dari plat datar sebagai massa utama, pegas yang menopang massa utama dan motor DC sebagai sumber getaran.

Pada penelitian ini, dilakukan pemodelan sebuah mekanisme alat vibration absorber dan energy harvesting metode *Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber* (CPVA). Mekanisme CPVA yang akan dirancang terdiri dari massa absorber, pegas *absorber*, *cantilever piezoelectric* dan digunakan untuk mereduksi getaran dari sistem utama dan menghasilkan energi listrik. Mekanisme keseluruhan rancangan bermula ketika plat datar menerima gaya eksitasi dari pegas dibawahnya yang dihubungkan dengan massa eksentrik pada motor DC. Selanjutnya eksitasi dari massa utama tersebut akan diserap oleh massa *absorber* yang dihubungkan oleh pegas. Eksitasi dari massa *absorber* dimanfaatkan oleh *cantilever piezoelectric* dengan cara mengubah energi kinetik menjadi energi listrik. Pada penelitian ini, dilakukan analisa dengan variasi amplitudo massa eksentrik, kecepatan putaran motor dan jumlah *cantilever piezoelectric* yang digunakan. Dari penelitian ini didapat pengaruh amplitudo sumber eksitasi sistem utama, kecepatan putaran motor dan jumlah *cantilever piezoelectric* terhadap reduksi getaran dari sistem utama serta energi bangkitan yang dihasilkan.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang di atas, maka perlu dilakukan penelitian lebih lanjut mengenai mekanisme alat *vibration absorber* dan *energy harvester* metode *Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber* (CPVA). Dalam Tugas Akhir ini dilakukan beberapa rumusan masalah, antara lain:

1. Bagaimana merancang sistem utama sebagai sumber getar yang bereksitasi ke arah sumbu vertikal ?
2. Bagaimana merancang mekanisme CPVA dengan menggunakan massa absorber dan metode *cantilever piezoelectric* ?

3. Bagaimana pengaruh amplitudo sumber eksitasi sistem utama terhadap reduksi getaran dari sistem dan energi bangkitan yang dihasilkan ?
4. Bagaimana pengaruh kecepatan putaran motor terhadap reduksi getaran dari sistem dan energi bangkitan yang dihasilkan ?
5. Bagaimana mengetahui jumlah *cantilever piezoelectric* yang optimum agar didapatkan reduksi getaran dari sistem dan energi bangkitan yang maksimum?

1.3 Tujuan

Adapun tujuan dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Merancang sistem utama sebagai sumber getar yang bereksitasi ke arah sumbu vertikal.
2. Merancang mekanisme CPVA dengan menggunakan massa *absorber* dan metode *cantilever piezoelectric*.
3. Mengetahui pengaruh amplitudo sumber eksitasi sistem utama terhadap reduksi getaran dari sistem dan energi bangkitan yang dihasilkan.
4. Mengetahui pengaruh kecepatan putaran motor terhadap reduksi getaran dari sistem dan energi bangkitan yang dihasilkan.
5. Mengetahui jumlah *cantilever piezoelectric* yang optimum agar didapatkan reduksi getaran dari sistem dan energi bangkitan yang maksimum.

1.4 Batasan Masalah

Dalam analisa di atas digunakan batasan masalah untuk membatasi ruang lingkup penelitian sebagai berikut:

1. Sumber getaran hanya didapat dari motor DC yang dihubungkan dengan massa eksentrik dan pegas.
2. Sumber getaran berada tepat ditengah plat datar.
3. Massa absorber dikondisikan dalam keadaan konstan.
4. CPVA diletakkan tepat diatas sumber getaran.

5. Gerakan translasi yang diamati pada sumbu y dari plat datar.
6. Semua koefisien pegas dari sistem utama dikondisikan linear.

1.5 Manfaat

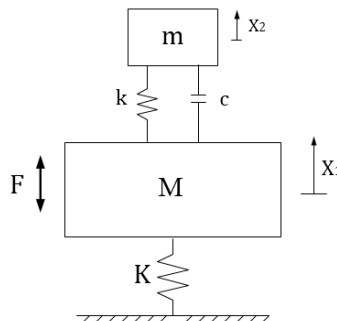
Dari penelitian ini didapatkan pemanfaatan *Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber* (CPVA) sebagai peredam getaran dari gerakan translasi sekaligus konverter getaran menjadi energi listrik. Kedepannya penelitian ini dapat digunakan sebagai acuan untuk pengembangan sumber energi alternatif dengan metode *cantilever piezoelectric*. Selain itu, hasil penelitian ini juga dapat digunakan sebagai referensi untuk melakukan penelitian selanjutnya mengenai *energy harvesting* dengan eksitasi CPVA dalam kasus peredaman getaran pada sistem *single* DoF dengan arah gerakan translasi.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Penelitian Terdahulu

Sebelumnya telah dilakukan penelitian oleh beberapa mahasiswa dan akademisi yang berkaitan dengan penelitian ini. Penelitian terkait dengan *Dynamic Vibration Absorber (DVA)* sebelumnya pernah dilakukan oleh **Pachpute [1]**. Dalam jurnalnya yang berjudul "*Optimum design of damped dynamic vibration absorber – a simulation approach*", Pachpute [1] melakukan penelitian melalui simulasi untuk mengetahui respon dari suatu sistem yang dikondisikan dalam keadaan tertentu. Diantaranya adalah sistem tanpa DVA, sistem dengan *damped DVA* dan sistem dengan *undamped DVA*.



Gambar 2.1 Model matematis sistem yang ditambahkan *damped Dynamic Vibration Absorber (DVA)*

Adapun model matematis dari *damped DVA* adalah seperti yang terlihat pada gambar diatas. Dalam Gambar 2.1 sebuah sistem tambahan yang terdiri dari pegas (k), peredam (c) dan massa absorber (m) dipasangkan pada sistem utama yang memiliki massa (M) dan pegas (K), sehingga getaran yang dimiliki oleh sistem utama dapat dikontrol. Variasi yang digunakan antara lain *mass ratio* (μ), *damping ratio* (ζ) dan *tuning ratio* (f).

Berdasarkan model dinamis diatas, persamaan matematis dapat dinyatakan sebagai berikut :

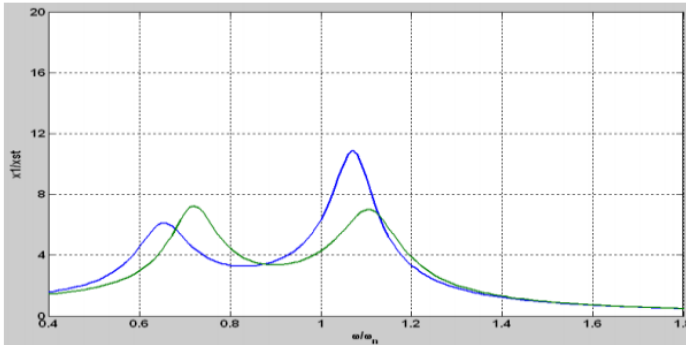
Persamaan translasi untuk M

$$M\ddot{x}_1 + Kx_1 + k(x_1 - x_2) + c(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = F_0 \sin \omega t \quad (2.1)$$

Persamaan translasi untuk m

$$m\ddot{x}_2 + k(x_2 - x_1) + c(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = 0 \quad (2.2)$$

Pada sistem ini *mass ratio* (μ), *damping ratio* (ζ) dan *tuning ratio* (f) divariasikan untuk mendapatkan nilai optimum reduksi getaran dari sistem utama. Dari hasil percobaan didapatkan sistem yang menghasilkan reduksi maksimal adalah *damped Dynamic Vibration Absorber* (DVA) dengan nilai optimum dari *mass ratio* (μ)= 0.2, *damping ratio* (ζ)=0.125 dan *tuning ratio* (f) = 0.7 sampai 0.8. Hal ini dibuktikan dari plot grafik respon $\left| \frac{X_1}{\delta_{st}} \right|$ terhadap *forced frequency ratio* ($g = \frac{\omega}{\omega_n}$) yang ditunjukkan pada gambar dibawah ini.



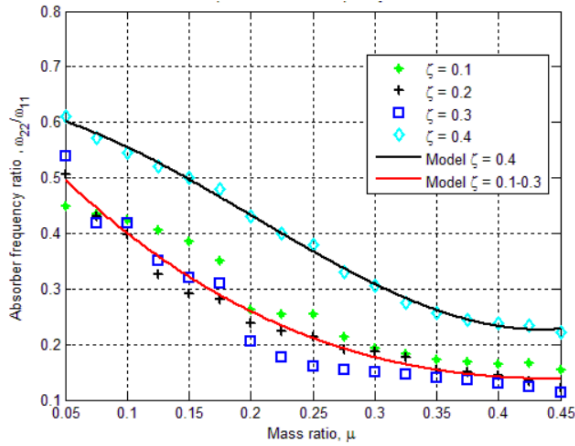
Gambar 2.2 Grafik respon sistem yang telah ditambahkan dengan *Damped Dynamic Vibration Absorber* [1].

Grafik pada Gambar 2.2 diatas memperlihatkan respon dari sistem yang telah ditambahkan dengan *Damped Dynamic Vibration Absorber*. Garis berwarna hijau menunjukkan respon dari sistem utama, sedangkan garis warna biru menunjukkan respon dari sistem peredam. Dari grafik tersebut didapatkan bahwa

semakin besar massa absorber, maka jarak yang memisahkan dua frekuensi natural sistem juga akan semakin besar. Hal tersebut menyebabkan rentang frekuensi operasi yang aman akan semakin lebar. Akan tetapi, massa absorber yang besar membuat sistem sangat tidak praktis, terutama jika digunakan pada mesin-mesin industri berdimensi besar. Sehingga diperlukan adanya tambahan peredam agar reduksi getaran dari sistem menjadi efektif saat dioperasikan pada rentang frekuensi operasi yang lebar.

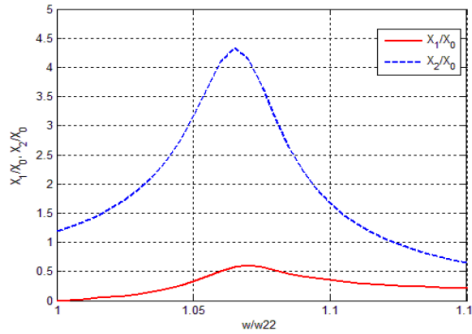
Pada 2014, **Galal A. Hassaan** [2] pada jurnalnya yang berjudul "*Optimal Design of a Vibration Absorber-Harvester Dynamic System*" melakukan penelitian untuk memanfaatkan sistem penyerap getaran yang terdiri dari massa dan pegas sebagai *energy harvester*. Tujuan dari penelitian ini adalah untuk mereduksi atau menghilangkan getaran pada sistem utama dan menghasilkan getaran maksimum pada sistem DVA yang berfungsi sebagai pemanen energi listrik. Sistem utama yang bergetar merupakan sistem berperedam dan diasumsikan sebagai *SDOF*. Frekuensi baru yang disebut sebagai *harvesting frequency* ditentukan berdasarkan amplitudo maksimum yang dapat dicapai sistem DVA. Pada penelitian ini dilakukan optimasi dari frekuensi operasi dari sistem untuk *damping ratio* antara 0.1 dan 0.4, *mass ratio* antara 0.05 dan 4.5.

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan, didapatkan bahwa frekuensi natural optimum dari *absorber-harvester* (ω_{22}/ω_{11}) akan mempengaruhi optimasi *mass ratio* dan *damping ratio* seperti pada grafik di Gambar 2.3. Dari grafik dibawah ini dapat diketahui nilai optimum dari ω_{22}/ω_{11} adalah ketika nilai *damping ratio* (ζ) 0.4. Sedangkan ketika *damping ratio* bernilai 0.1, 0.2 dan 0.3, nilai dari ω_{22}/ω_{11} cenderung berdekatan dan tidak signifikan.



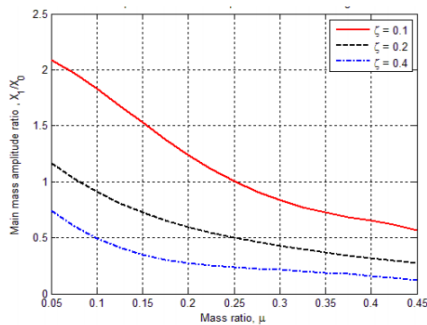
Gambar 2.3 Grafik frekuensi natural *absorber-harvester* terhadap *mass ratio* [2].

Berdasarkan penelitian ini didapatkan spektrum frekuensi optimum dari sistem 2DOF yang bergetar ketika *damping ratio*-nya sebesar 0.3 dan *mass ratio*-nya 0.125 seperti pada gambar dibawah ini. Gambar 2.4 dibawah menunjukkan spektrum frekuensi dari sistem terhadap rasio amplitudo. Garis merah pada grafik menunjukkan spektrum frekuensi dari massa utama, sedangkan garis biru mewakili spektrum frekuensi dari massa absorber. Dari gambar tersebut dapat dilihat bahwa amplitudo rasio dari sistem utama turun hingga ke angka nol ketika $\omega/\omega_{22} = 0$. Sedangkan amplitudo rasio dari *absorber-harvester* meningkat hingga ke nilai maksimum pada frekuensi tertentu yang disebut sebagai frekuensi panen (ω_H).

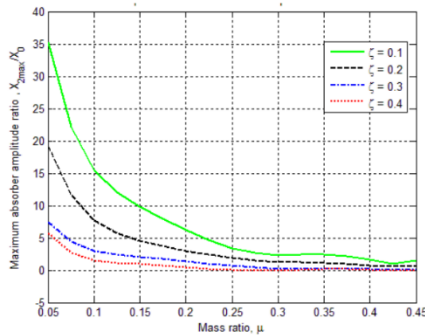


Gambar 2.4 Spektrum frekuensi optimum dari sistem dengan $\zeta=0.3$ dan $\mu = 0.125$ [2].

Amplitudo dari sistem utama yang bergetar pada frekuensi panen mengalami peningkatan dibandingkan saat sistem bergetar pada frekuensi resonansi ($\frac{\omega}{\omega_{22}} = 1$) seperti pada Gambar 2.5 dibawah ini. Hal ini dipengaruhi oleh *damping ratio* dari sistem utama dan *mass ratio* dari sistem *absorber-harvester*. Dimana rasio amplitudo getaran dari sistem utama akan menurun dengan meningkatnya *damping ratio* dari sistem utama dan *mass ratio* dari sistem *absorber-harvester*.



Gambar 2.5 Grafik rasio amplitudo optimum dari sistem utama terhadap rasio massa yang dioperasikan pada frekuensi panen (ω_H) [2].

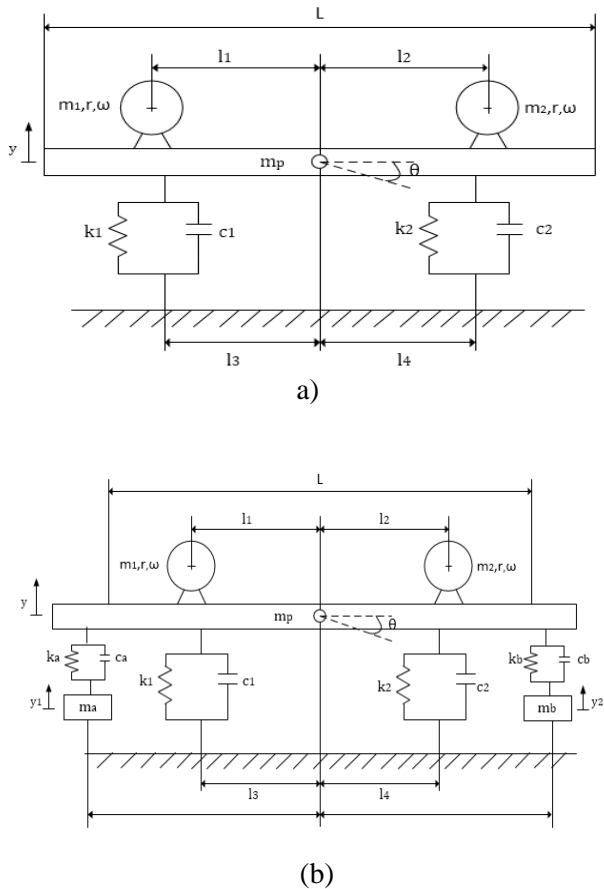


Gambar 2.6 Grafik rasio amplitudo optimum dari sistem *absorber-harvester* terhadap rasio massa yang dioperasikan pada frekuensi panen (ω_H) [2].

Selain agar dapat mereduksi getaran dari sistem utama, penelitian ini juga diharapkan dapat menghasilkan desain optimum yang memungkinkan *absorber-harvester* memiliki pergerakan yang tinggi. Dengan demikian pemanenan energi dapat dilakukan secara maksimal. Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan, didapatkan nilai amplitudo maksimum dari sistem *absorber-harvester* yang dioperasikan pada frekuensi panen seperti yang terlihat pada grafik di Gambar 2.6. Grafik tersebut menunjukkan nilai amplitudo terhadap *mass ratio* dan *damping ratio*. Dari grafik tersebut dapat disimpulkan bahwa rasio amplitudo getaran dari sistem absorber akan menurun dengan meningkatnya *damping ratio* dari sistem utama dan *mass ratio* dari sistem *absorber-harvester*. Dimana nilai tertinggi yang dihasilkan adalah 35 untuk *damping ratio* (ζ)=0.1 dan *mass ratio* (μ)=0.05.

Penelitian selanjutnya dilakukan oleh **Esthi Kusumadewayanti** [3]. Dalam penelitiannya yang berjudul "Studi Pengaruh Penambahan *Dual Dynamic Vibration Absorber (DVA)*-Independen Terhadap Respon Getaran Translasi dan Rotasi pada Sistem Utama 2-DoF". Dalam tugas akhirnya, Esthi [3] menggunakan dua buah DVA terpisah yang dipasang pada sistem utama dengan jarak tertentu. Pada penelitian ini dipelajari

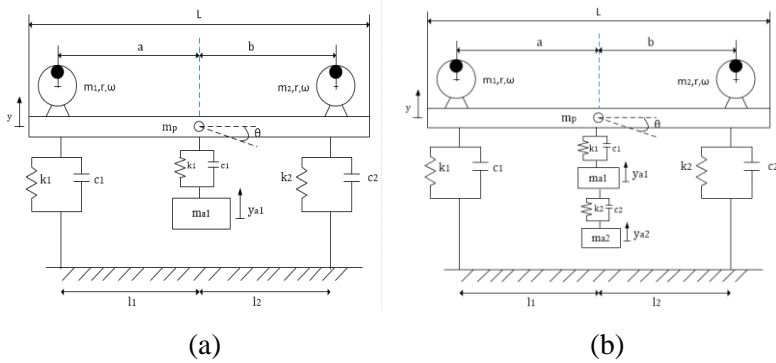
pengaruh massa dan perubahan lengan momen dual DVA-independent terhadap respon getaran pada sistem utama 2-DOF. Dalam pemahaman fenomena tersebut dibuat model dinamis sistem tanpa dan dengan penambahan dual DVA-independent. Model dinamis dari rancangan alat Esthi [3] dapat dilihat pada Gambar 2.7 dibawah ini.



Gambar 2.7 Model dinamis dari sistem 2 DOF tanpa *dual* DVA-independent (a) dan dengan *dual* DVA-independent (b) [3].

Model dinamis kemudian disimulasikan dengan Simulink Matlab. Pada sistem dengan penambahan DVA, rasio massa yang digunakan adalah $1/80$, $1/40$ dan $1/20$ dari massa sistem, dimana rasio konstanta kekakuan pegas sama dengan rasio massa. Pada setiap rasio massa divariasikan posisi DVA sebesar 0.02 m, 0.13 m dan 0.26 m dengan jarak kedua DVA simetri terhadap pusat gravitasi sistem. Berdasarkan model dinamis diatas, sistem akan mengalami gerak translasi dan rotasi dari gaya eksitasi dengan beda fase 90° sehingga sistem utama mengalami gerakan *pitching* dan *bouncing*. Hasil dari penelitian ini menunjukkan bahwa dual DVA-independent dapat mereduksi getaran sistem maksimum sebesar 93.78% (rasio massa dan konstanta kekakuan $1/20$) pada arah translasi dan 94.03% (rasio massa $1/20$ dan rasio konstanta kekakuan $1/5$) di ujung sistem pada arah rotasi. Penurunan getaran optimum sebesar 72.69% (rasio massa dan konstanta kekakuan 0.01967); 89.44% (rasio massa $1/20$ dan rasio konstanta kekakuan 0.0561); dan 89.75% (massa $1/20$ dan rasio konstanta kekakuan 0.0474).

Penelitian mengenai *Dynamic Vibration Absorber* juga dilakukan oleh Aini Lostari [4]. Dalam penelitiannya terdapat studi perbandingan pengaruh SDVA (*Single Dynamic Vibration Absorber*) dan DDVA (*Dual Dynamic Vibration Absorber*) yang tersusun seri pada sistem utama terhadap penurunan respon getarannya. Pada penelitian yang dilakukan oleh Aini [4] digunakan motor listrik dengan massa *unbalance* sebagai sumber eksitasi dan diletakkan di atas beam yang dijadikan sebagai pegas. Penelitian ini menggunakan metode simulasi dan diverifikasi menggunakan metode eksperimen. Rancangan sistem dinamis dari Aini [4] dapat dilihat pada Gambar 2.8 dibawah ini.



Gambar 2.8 Pemodelan dinamis sistem 2 DOF dengan *single DVA* (a) dan 3 DOF menggunakan *dual DVA* yang disusun seri (b) [4].

Dari model dinamik akan menghasilkan persamaan matematis yang akan diterjemahkan ke program Simulink Matlab dalam bentuk blok diagram. Proses simulasi berdasarkan *time response* yang dilakukan dengan eksitasi periodik. Eksitasi periodik dilakukan dengan beda fase 0^0 . Frekuensi eksitasinya bervariasi pada 0 Hz sampai 30 Hz dan juga divariasikan massa absorber yaitu 1/10, 1/20, dan 1/40. Hal ini dilakukan untuk melihat respon *displacement* yang mampu mereduksi getaran yang dihasilkan dari sistem SDVA dan DDVA seri.

Pada penelitian didapatkan respon getaran yang mampu mereduksi pada SDVA dengan massa absorber 1/10, 1/20 dan 1/40 menghasilkan getaran pada rasio frekuensi sama dengan 1, namun masing-masing massa absorber rms displacement yang dihasilkan sebesar 0.0001206 m, 0.0002436 m, dan 0.0007506 m. Sedangkan DDVA dengan massa absorber $M_{a1}=1/20$ dan $M_{a2}=1/20$, $M_{a1}=2/30$ dan $M_{a2}=1/30$, dan $M_{a1}=3/40$ dan $M_{a2}=1/40$ menghasilkan getaran pada rasio frekuensi sama dengan 1, namun masing-masing massa absorber rms displacement yang dihasilkan sebesar 0.001484 m, 0.002691 m, dan 0.001343 m. Sehingga pada

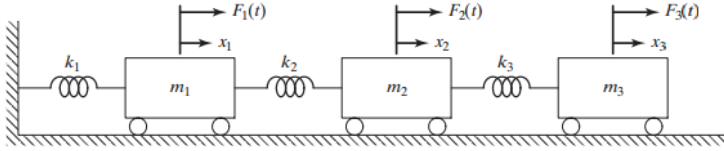
kasus SDVA dan DDVA, tipe DVA yang mampu mereduksi getaran berlebih pada sistem dengan frekuensi tunggal secara optimum adalah SDVA. Sedangkan pada DDVA kemampuan massa absorber 1 dalam mereduksi getaran massa utama berkurang karena adanya massa absorber 2.

2.2 Dasar Teori Mekanika Getaran

Secara umum getaran dapat didefinisikan sebagai gerakan bolak-balik suatu benda dari posisi awal melalui titik keseimbangan dengan periode, amplitudo dan frekuensi tertentu. Getaran dapat terjadi jika terdapat massa, pegas, dan peredam dalam suatu sistem. Getaran dibagi menjadi dua kelompok umum, yaitu getaran bebas dan getaran paksa. Semua sistem yang bergetar mengalami redaman sampai derajat tertentu karena energi terdisipasi oleh gesekan dan tahanan lain. Setiap komponen yang memiliki massa dan pegas berarti memiliki frekuensi natural. Frekuensi natural inilah yang akan mempengaruhi respon getaran dari suatu sistem. Perhitungan frekuensi natural biasanya dilakukan dengan mengasumsikan tidak ada redaman maupun gaya eksternal.

2.2.1 Getaran Multi DoF

Sistem yang bergetar secara kontinu dapat dimodelkan sebagai *multi degree of freedom*. Persamaan gerak untuk *Multi Degree of Freedom* (M.D.O.F) secara umum diturunkan dari Hukum Newton kedua. Karena sistem MDOF memiliki penyelesaian aljabar yang kompleks, maka digunakan matriks untuk merepresentasikan sistem MDOF. Secara sederhana, sistem MDOF dapat dimodelkan melalui sistem massa-pegas yang ditarik oleh gaya $F_1(t)$, $F_2(t)$ dan $F_3(t)$ pada gambar 2.9 berikut.



Gambar 2.9 Sistem *undamped* dengan 3 DOF [6].

Dari gambar 2.9 di atas, maka akan didapatkan matriks dari persamaan gerak dengan menggunakan Hukum Newton kedua yang diberikan untuk setiap massa.

$$m_i \ddot{x}_i + k_i x_i = \sum_j F_{ij} \quad (2.3)$$

Persamaan 2.3 di atas terdiri dari $j=1$, $j=2$ dan $j=3$ sehingga dapat ditulis dalam bentuk matriks:

$$[m] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix}, \quad [k] = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 & 0 \\ -k_2 & k_2 + k_3 & -k_3 \\ 0 & -k_3 & k_3 \end{bmatrix}, \quad [F] = \begin{Bmatrix} F_1(t) \\ F_2(t) \\ F_3(t) \end{Bmatrix} \quad (2.4)$$

Dengan menyubstitusikan persamaan 2.4 ke persamaan 2.3, maka akan didapatkan:

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \ddot{x}_3 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 & 0 \\ -k_2 & k_2 + k_3 & -k_3 \\ 0 & -k_3 & k_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_1(t) \\ F_2(t) \\ F_3(t) \end{Bmatrix} \quad (2.5)$$

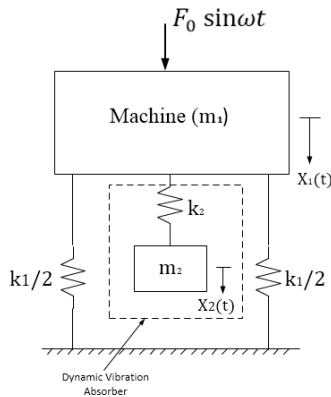
2.2.2 Dynamic Vibration Absorber (DVA)

Dynamic Vibration Absorber (DVA) merupakan sistem tambahan yang terdiri dari massa absorber dan pegas yang berfungsi untuk mereduksi atau menghilangkan getaran yang tidak diinginkan. Pemasangan massa absorber pada massa utama ini menghasilkan sistem dengan 2 DOF, sehingga sistem tersebut akan memiliki dua frekuensi natural. DVA umumnya digunakan pada mesin yang beroperasi pada kecepatan konstan secara kontinu, karena getaran DVA dikondisikan pada satu frekuensi tertentu.

Oleh karena itu DVA hanya akan efektif digunakan pada mesin yang rentang frekuensi operasinya sempit. DVA dapat menyerap berbagai arah eksitasi, hal ini bergantung pada komponen dan mekanisme DVA yang menyesuaikan dengan arah eksitasi dari sistem utama. Tanpa adanya DVA, getaran yang tidak diinginkan pada sistem utama akan sangat sulit dikontrol dan dapat menurunkan efisiensi dari sistem itu sendiri.

2.2.2.1 Undamped Dynamic Vibration Absorber

Ketika sistem yang terdiri dari massa utama (m_1) berupa mesin dan massa absorber (m_2) yang dihubungkan dengan pegas yang memiliki kekakuan k_2 . Karena adanya massa absorber yang di tambahkan pada massa utama, maka sistem diatas memiliki dua derajat kebebasan. Permodelan sederhana dari sistem utama yang dipasangi DVA dapat dilihat pada Gambar 2.10 dibawah ini.



Gambar 2.10 Pemodelan dinamis sistem utama dengan penambahan *undamped* DVA [6].

Berdasarkan gambar 2.10 diatas didapatkan persamaan gerak dari massa m_1 dan m_2 adalah sebagai berikut :

$$m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + k_2 (x_1 - x_2) = F_0 \sin \omega t$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + k_2(x_2 - x_1) = 0 \quad (2.6)$$

Dengan mengasumsikan penyelesaian harmonik, maka didapat :

$$x_j(t) = X_j \sin \omega t, \quad j = 1, 2 \quad (2.7)$$

Sehingga diperoleh amplitudo *steady state* dari m_1 dan m_2 adalah sebagai berikut :

$$X_1 = \frac{(k_2 - m_2 \omega^2) F_0}{(k_1 + k_2 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - k_2^2} \quad (2.8)$$

$$X_2 = \frac{k_2 F_0}{(k_1 + k_2 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - k_2^2} \quad (2.9)$$

Reduksi amplitudo dari massa utama (X_1) menjadi hal yang paling penting untuk meredam getaran. Numerator dari persamaan 2.8 harus bernilai nol untuk mendapatkan amplitudo dari massa utama yang memiliki nilai nol. Sehingga persamaan menjadi seperti berikut :

$$\omega_2 = \frac{k_2}{m_2} \quad (2.10)$$

Ketika massa utama tanpa penambahan DVA (SDOF) beroperasi di daerah resonansi, maka frekuensi natural menjadi $\omega_1 \approx \omega_2 = \frac{k_1}{m_1}$. Oleh karena itu, DVA didesain sedemikian rupa hingga memiliki frekuensi natural yang sama dengan frekuensi natural massa utama, sehingga persamaan 2.9 menjadi :

$$\omega_2 = \frac{k_2}{m_2} = \frac{k_1}{m_1} \quad (2.11)$$

Ketika pengoperasian pada frekuensi resonansi, amplitudo getaran mesin akan menjadi nol dengan mendefinisikan,

$$\delta_{st} = \frac{F_0}{k_1}, \quad \omega_1 = \left(\frac{k_2}{m_2}\right)^{1/2}$$

sebagai frekuensi natural dari sistem utama, dan

$$\omega_1 = \left(\frac{k_2}{m_2}\right)^{1/2} \quad (2.12)$$

sebagai frekuensi natural dari DVA. Sehingga persamaan 2.8 dan 2.9 dapat ditulis sebagai berikut :

$$\frac{X_1}{\delta_{st}} = \frac{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2}{\left[1 + \frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{\omega}{\omega_1}\right)^2\right] \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right] - \frac{k_2}{k_1}} \quad (2.13)$$

$$\frac{X_2}{\delta_{st}} = \frac{1}{\left[1 + \frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{\omega}{\omega_1}\right)^2\right] \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right] - \frac{k_2}{k_1}} \quad (2.14)$$

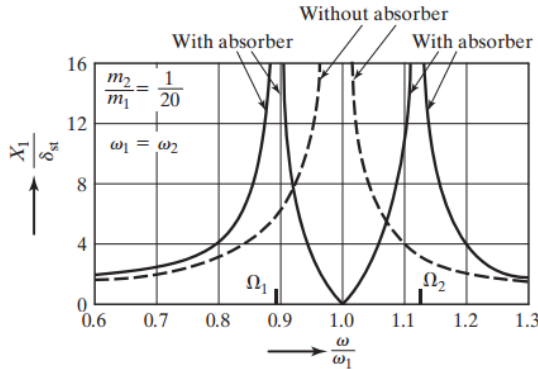
Variasi dari amplitudo massa utama (X_1/δ_{st}) dengan kecepatan sudut massa utama (ω/ω_1) ditunjukkan pada Gambar 2.11. Ketika $X_1 = 0$ pada $\omega = \omega_1$, nilai X_2 menjadi :

$$X_2 = -\frac{k_1}{k_2} \delta_{st} = -\frac{F_0}{k_2} \quad (2.15)$$

Hal ini menunjukkan bahwa gaya pegas berlawanan dengan gaya eksitasi dan berusaha untuk meniadakan atau mereduksi gaya eksitasi di X_1 , sehingga X_1 berkurang dan mendekati nilai nol. Dimensi dari DVA didapatkan melalui persamaan 2.15 dan 2.11,

$$k_2 X_2 = m_2 \omega^2 X_2 = -F_0 \quad (2.16)$$

sehingga nilai dari k_2 dan m_2 tergantung pada nilai X_2 yang diperbolehkan.



Gambar 2.11 Pengaruh dari *Undamped Vibration Absorber* terhadap respon dari sistem utama [6].

Pada Gambar 2.11, penambahan DVA menghasilkan adanya dua frekuensi natural dari sistem, sehingga terdapat Ω_1 dan Ω_2 pada respon dari sistem utama yang memiliki amplitudo tidak terhingga. Dalam praktiknya, frekuensi operasional ω harus berada jauh dari Ω_1 dan Ω_2 . Nilai dari Ω_1 dan Ω_2 dapat diperoleh dengan membuat denominator persamaan 2.13 menjadi nol, mengingat bahwa

$$\frac{k_2}{k_1} = \frac{k_2}{m_2} \frac{m_2}{m_1} \frac{m_1}{k_1} = \frac{m_2}{m_1} \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \quad (2.17)$$

sehingga persamaan 2.13 menjadi,

$$\left(\frac{\omega}{\omega_2} \right)^4 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 - \left(\frac{\omega}{\omega_2} \right)^2 \left[1 + \left(1 + \frac{m_2}{m_1} \right) \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \right] + 1 = 0 \quad (2.18)$$

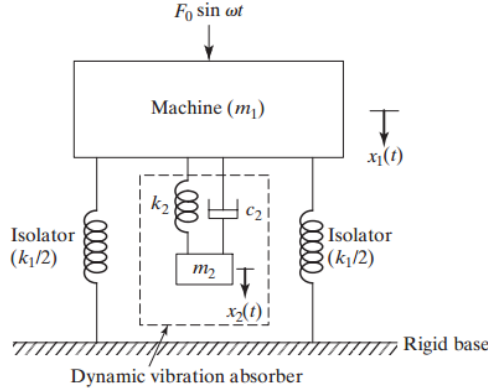
Akar dari persamaan 2.18 adalah sebagai berikut

$$\left\{ \begin{array}{l} \left(\frac{\Omega_1}{\omega_2} \right)^2 \\ \left(\frac{\Omega_2}{\omega_2} \right)^2 \end{array} \right\} = \frac{\left\{ \left[1 + \left(1 + \frac{m_2}{m_1} \right) \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \right] \pm \left\{ \left[1 + \left(1 + \frac{m_2}{m_1} \right) \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \right]^2 - 4 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \right\}^{1/2} \right\}}{2 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2} \quad (2.19)$$

dimana persamaan 2.19 merupakan fungsi dari (m_2/m_1) dan (ω_2/ω_1) . [6]

2.2.2.2 Damped Dynamic Vibration Absorber

Dynamic Vibration Absorber yang telah dijelaskan sebelumnya merupakan *undamped* DVA yang berfungsi untuk menghilangkan puncak resonansi pada grafik respon sistem utama, tetapi juga menghasilkan dua puncak baru sehingga mesin mengalami amplitudo yang besar saat di puncak pertama selama *start-up* dan *stopping*. Amplitudo dari sistem utama ini dapat direduksi dengan menambahkan *damped dynamic vibration absorber* seperti yang terlihat pada Gambar 2.12 dibawah ini.



Gambar 2.12 Permodelan dinamis sistem utama dengan penambahan *damped* DVA [6].

Berdasarkan gambar 2.12 diatas didapatkan persamaan gerak dari massa m_1 dan m_2 adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + k_2 (x_1 - x_2) + c_2 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) &= F_0 \sin \omega t \\
m_2 \ddot{x}_2 + k_2 (x_2 - x_1) + c_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) &= 0
\end{aligned} \tag{2.20}$$

Dengan mengasumsikan penyelesaian harmonik, maka didapat :

$$x_j(t) = X_j e^{i\omega t}, \quad j = 1, 2$$

Sehingga diperoleh amplitudo *steady state* dari m_1 dan m_2 adalah sebagai berikut :

$$X_1 = \frac{F_0(k_2 - m_2\omega^2 + ic_2\omega)}{[(k_1 - m_1\omega^2)(k_2 - m_2\omega^2) - m_2k_2\omega^2] + ic_2\omega(k_1 - m_1\omega^2 - m_2\omega^2)} \tag{2.21}$$

$$X_2 = \frac{X_1(k_2 + ic_2\omega)}{(k_2 - m_2\omega^2 + ic_2\omega)} \tag{2.22}$$

dimana :

$$\begin{aligned}
\mu &= m_2/m_1 && \text{Mass ratio = Absorber mass / main mass} \\
\delta_{st} &= F_0/k_1 && \text{Static deflection of the system} \\
\omega_a^2 &= k_2/m_2 && \text{Square of natural frequency of the absorber} \\
\omega_n^2 &= k_1/m_1 && \text{Square of natural frequency of main mass} \\
f &= \omega_a / \omega_n && \text{Ratio of natural frequencies} \\
g &= \omega / \omega_n && \text{Forced frequency ratio} \\
cc &= 2m\omega_n && \text{Critical damping constant} \\
\zeta &= c_2 / c_c && \text{Damping ratio}
\end{aligned}$$

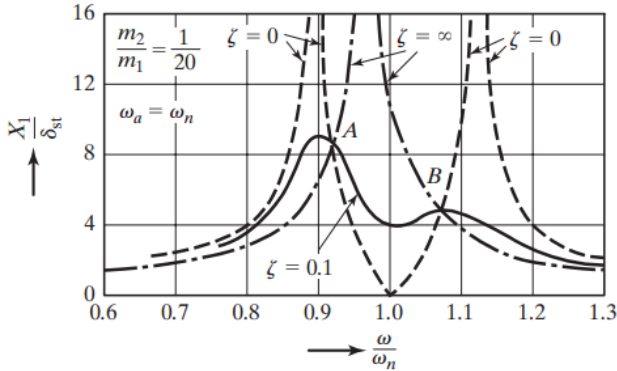
Sehingga nilai X_1 dan X_2 dapat dinyatakan dalam :

$$\frac{X_1}{\delta_{st}} = \left[\frac{(2\zeta g)^2 + (g^2 - f^2)^2}{(2\zeta g)^2 (g^2 - 1 + \mu g^2)^2 + \{\mu f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)\}^2} \right]^{1/2} \tag{2.23}$$

$$\frac{X_2}{\delta_{st}} = \left[\frac{(2\zeta g)^2 + f^4}{(2\zeta g)^2 (g^2 - 1 + \mu g^2)^2 + \{\mu f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)\}^2} \right]^{1/2} \tag{2.24}$$

Persamaan 2.23 menunjukkan nilai amplitudo getaran dari massa utama merupakan fungsi dari μ , f , g dan ζ . Grafik dari

$\left| \frac{X_1}{\delta_{st}} \right|$ terhadap *forced frequency ratio* (g) ditunjukkan pada Gambar 2.13 dengan nilai $f = 1$, $\mu = 1/20$ dan variasi nilai ζ adalah 0, 0.1, dan ∞ . [6]



Gambar 2.13 Pengaruh dari *Damped Vibration Absorber* terhadap respon dari sistem utama [6].

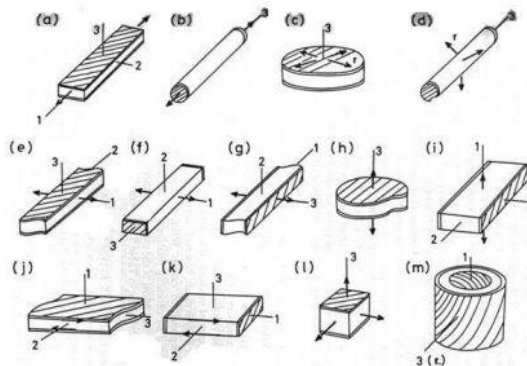
Dari grafik pada Gambar 2.13, dapat dilihat bahwa ketika redaman sama dengan nol ($c_2=\zeta=0$), maka resonansi terjadi pada dua frekuensi natural yang tidak teredam dari sistem. Ketika redaman tidak teringga ($\zeta=\infty$), kedua massa utama dan massa absorber bekerja bersamaan sehingga seolah-olah sistem menjadi SDOF. Sedangkan saat redaman bernilai tertentu ($\zeta=0.1$), puncak dari X_1 bernilai minimum.

2.2.3 Piezoelectric

Piezoelectric adalah suatu material yang biasanya terbuat dari kristal batuan, keramik, termasuk tulang dan polimer yang memiliki kemampuan untuk membangkitkan potensial listrik. Potensial listrik ini merupakan respon dari material *piezoelectric* yang diberi tegangan dengan cara ditekan. Nilai koefisien muatan piezoelektrik berada pada rentang 1–100 pico coulomb/Newton.

2.2.3.1 Karakteristik Material *Piezoelectric*

Efek *piezoelektrik* terjadi jika medan listrik terbentuk ketika material dikenai tekanan mekanik. Pada saat medan listrik melewati material, molekul yang terpolarisasi akan menyesuaikan dengan medan listrik, dihasilkan dipole yang terinduksi dengan molekul atau struktur kristal materi. Penyesuaian molekul akan mengakibatkan material berubah dimensi. Fenomena tersebut dikenal dengan *electrostriction*. Material *piezoelectric* memiliki berbagai jenis yang dibedakan menurut bentuk, sifat mekanik, fungsi, material yang digunakan, energi bangkitan dan faktor lain yang mempengaruhi kinerjanya. Beberapa bentuk dan macam-macam dari *piezoelectric* dapat dilihat pada gambar 2.14.








Gambar 2.14 Beberapa contoh bentuk *piezoelectric*. [5]

Voltase bangkitan yang dihasilkan oleh material *piezoelectric* disebabkan oleh adanya muatan yang berbeda-beda antar partikel dalam *piezoelectric* itu sendiri. Ketika material *piezoelectric* tersebut dikenai gaya eksternal atau mengalami defleksi, maka jarak antar partikel akan berubah. Perubahan jarak antar partikel tersebut menyebabkan munculnya beda potensial yang disebut dengan *Pull-in Voltage*. Besar dari *Pull-in Voltage* dipengaruhi oleh besarnya energi mekanik yang diterima material *piezoelectric*, jenis material, dan kapasitansi material. Karakteristik

energi bangkitan dari material *piezoelectric* dapat dilihat di dalam Tabel 2.1 berikut ini :

Tabel 2.1 Energi bangkitan, *displacement* dan kapasitansi pada material *piezoelectric*

| Action Mode (L , length; W , width; T , thickness; D , diameter) | Generated Voltage, V | Displacement, ΔL (ΔT) | Capacitance, C |
|--|-----------------------------------|---|---|
| Transverse length mode: $L > 3W > 3T$ | $V = \frac{g_{31}}{W} F$ | $\Delta l = \frac{d_{31} L}{T} V$ | $C = \frac{\epsilon_1^T L W}{T}$ |
|  | | | |
| Thickness extension mode: $D > 5T$ | $V = \frac{4Tg_{33}}{\pi D^2} F$ | $\Delta T = d_{33} V$ | $C = \frac{\pi \epsilon_3^T D^2}{4T}$ |
|  | | | |
| Radial mode: $D > 5T$ | Not applied | $\Delta D = \frac{d_{31} D}{T} V$ | $C = \frac{\pi K_1^T \epsilon_0 D^2}{4T}$ |
|  | | | |
| Longitudinal mode: $L > 3D$ | $V = \frac{4L}{\pi D^2 g_{33}} F$ | $\Delta L = d_{33} V$ | $C = \frac{\pi D^2}{4L} K_1^T \epsilon_0$ |
|  | | | |
| Thickness shear mode: $W > 5T, L > 5T$ | $V = \frac{g_{12}}{W} F$ | $\Delta x = d_{13} V$ | $C = \frac{LW}{T} K_1^T \epsilon_0$ |
|  | | | |

Note: F is the force and ϵ_3^T is dielectric permittivity of the material at constant stress in direction 3, K_1^T is relative dielectric constant ($K_1^T = \epsilon_1^T / \epsilon_0$), and ϵ_0 is dielectric permittivity in vacuum.

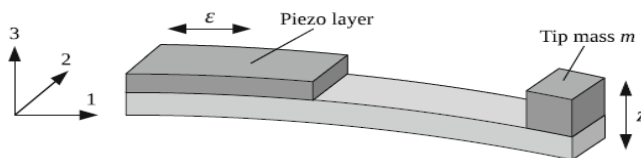
Energi bangkitan akan berbeda tergantung dari bentuk *piezoelectric*, besarnya energi bangkitan tersebut dipengaruhi oleh sifat mekanik dari *piezoelectric* yang dipilih. Energi bangkitan juga dipengaruhi oleh energi atau usaha mekanik yang diterima oleh material *piezoelectric*. Berikut merupakan tabel yang menunjukkan sifat mekanik untuk beberapa material *piezoelectric*.

Tabel 2.2 Sifat Mekanik Beberapa Material *Piezoelectric*

| Property | Units | PVDF Film | PZT | BaTiO ₃ |
|-----------------------|------------------------------|-----------|------|--------------------|
| Density | 103 kg/m ³ | 1.78 | 7.5 | 5.7 |
| Relative Permittivity | ϵ/ϵ_0 | 12 | 1200 | 1700 |
| d_{31} Constant | (10-12) C/N | 23 | 110 | 78 |
| g_{31} Constant | (10-3) Vm/N | 216 | 10 | 5 |
| k_{31} Constant | % at 1 KHz | 12 | 30 | 21 |
| Acoustic Impedance | (106) kg/m ³ .sec | 2.7 | 30 | 30 |

2.2.4.2 Cantilever Piezoelectric

Material *cantilever piezoelectric* dapat dimodelkan sebagai sebagai pegas dengan bentuk *cantilever beam* yang dilengkapi dengan massa pada ujungnya. Defleksi yang terjadi adalah dari arah 3 atau searah dengan sumbu z , dan regangan yang terjadi adalah pada arah satu atau pada arah sumbu x , sedangkan gaya yang diterima oleh *piezoelectric* adalah pada arah 3 atau pada arah sumbu z . Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada gambar 2.15 berikut.

Gambar 2.15 *Cantilever piezoelectric* [8].

2.2.4.3 *Piezoelectric Voltage Constant*

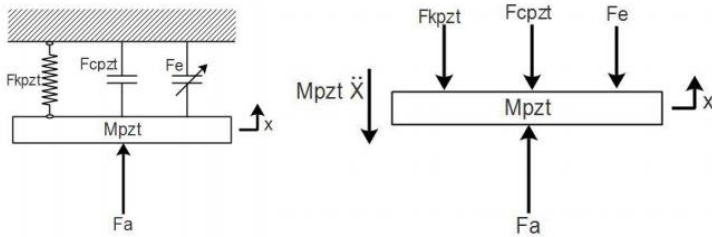
Piezoelectric voltage constant, g, merupakan medan listrik yang dibangkitkan oleh material *piezoelectric* per unit tegangan mekanik yang diberikan, atau regangan mekanik yang ditunjukkan oleh material *piezoelectric* per unit perpindahan listrik yang diberikan.

2.2.4.4 *Electromechanical Coupling Factor*

Electromechanical coupling factor, k, merupakan indikator efektifitas material *piezoelectric* dalam mengubah energi listrik ke energi mekanik atau mengubah energi mekanik ke energi listrik. *Electromechanical coupling factor, k*, disertai dua buah *subscript*, dimana dalam hal *direct effect subscript* pertama menunjukkan arah energi listrik yang dihasilkan dan *subscript* kedua menunjukkan arah dari energi mekanik yang diberikan. Nilai *k* tergantung pada spesifikasi yang diberikan oleh supplier keramik, yang merupakan nilai maksimum secara teoritis. Pada frekuensi rendah, elemen *piezoelectric* keramik tertentu dapat mengubah 30% - 75% dari energi yang diberikan padanya ke bentuk lain tergantung pada komposisi material *piezoelectric* dan arah pembebanan yang diberikan. Nilai *k* tinggi mencerminkan efisiensi konversi energi, pada umumnya tidak memperhitungkan *dielectric losses* atau *mechanical losses*. Ketelitian pengukuran efisiensi ditentukan berdasar pada rasio konversi energi (rasio energi yang dihasilkan dengan energi yang diterima). Berdasar pada pengukuran tersebut, elemen *piezoelectric* dengan desain sistem yang baik dapat menghasilkan efisiensi mencapai 90%.

2.2.4.5. Analisa Material *Piezoelectric*

Ketika suatu gaya luar diberikan pada material *piezoelectric* maka material *piezoelectric* tersebut akan mengalami defleksi. Untuk mendapatkan persamaan gerak dari material *piezoelectric* maka perlu dianalisa *free body diagram* seperti ditunjukkan pada gambar 2.16.



Gambar 2.16 Free body diagram dari cantilever piezoelectric [8].

Keseimbangan gaya:

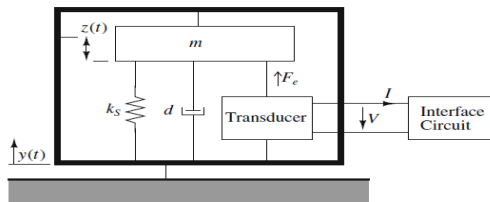
$$F_a = M_{pzt} \ddot{x} + F_{cpzt} + F_{kpzt} + F_e$$

$$F_a(t) = M_{pzt} \ddot{x}(t) + C_{pzt} \dot{x}(t) + k_{pzt} x(t) + \Theta V_p(t) \quad (2.28)$$

keterangan:

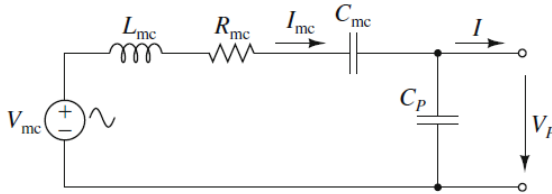
- F_a = gaya eksitasi (N)
 M_{pzt} = massa *piezoelectric* (kg)
 C_{pzt} = damping dari *cantilever beam* (N.s/m)
 k_{pzt} = konstanta pegas *piezoelectric* (N/m)
 Θ = *coupling factor*

Untuk model dinamis pemanen energi kinetik dari *cantilever piezoelectric* dapat dimodelkan sebagai susunan massa pegas yang diberikan gaya harmonis. Susunan massa pegas tersebut dilengkapi dengan rangkaian elektrik pemanen energi. Model tersebut dapat dilihat pada gambar 2.17.



Gambar 2.17 Model pemanen energi kinetik menggunakan *cantilever piezoelectric* [8].

Dari gambar 2.17 di atas maka didapatkan rangkaian listrik ekuivalen yang sesuai. Rangkaian listrik tersebut dapat dilihat pada gambar 2.18.



Gambar 2.18 Rangkaian listrik pemanen energi kinetik [8].

Persamaan rangkai listrik ekuivalen pada gambar 2.19 di atas dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$V_{mc} = L_{mc} \frac{dI_{mc}}{dt} + R_{mc} I_{mc} + \frac{1}{C_{mc}} \int I_{mc} dt + V_p \quad (2.29)$$

dengan:

$$V_{mc} = \frac{F_i}{\Gamma} \quad L_{mc} = \frac{M}{\Gamma^2} \quad R_{mc} = \frac{d_p}{\Gamma^2} \quad C_{mc} = \frac{\Gamma^2}{k_p}$$

$$\Gamma = \sqrt{k_{31} k_p C_p}$$

dimana :

F_i = Gaya lendutan dari eksitasi (N)

M = Massa (Kg)

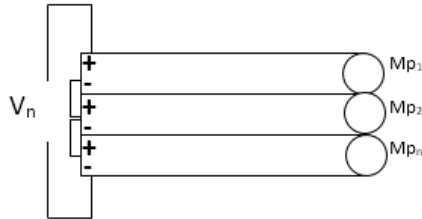
d_p = Konstanta damping ekuivalen *piezoelectric* (Ns/m)

k_p = Konstanta pegas ekuivalen *piezoelectric* (N/m)

C_p = Kapasitansi *piezoelectric* (Farad)

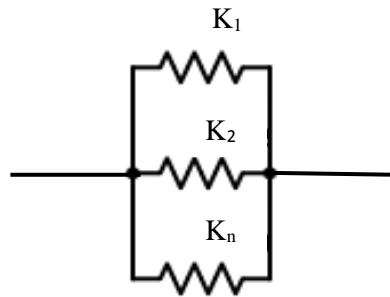
2.2.3.6 Susunan *Piezoelectric*

Piezoelectric dapat disusun secara seri dan paralel. Susunan dari *piezoelectric* ini dapat merubah sifat mekanik dan elektrik dari *piezoelectric* yang bergantung dari bentuk susunan dari *piezoelectric* tersebut. Susunan material *piezoelectric* secara paralel dapat dilihat pada gambar 2.19.



Gambar 2.19 Susunan paralel material *piezoelectric*

Karena *piezoelectric* disusun secara paralel, maka konstanta pegas dari material *piezoelectric* juga akan disusun secara paralel seperti yang terlihat pada gambar 2.20. Sehingga material *piezoelectric* yang disusun secara paralel akan memiliki sifat mekanik sebagai berikut:



Gambar 2.20 Konstanta pegas disusun paralel

Untuk satu material *piezoelectric*

$$F_k = K \cdot x \quad (2.30)$$

Untuk *piezoelectric* yang disusun secara paralel dengan jumlah n

$$F_k = K_{eq} \cdot x \quad (2.31)$$

dengan: $K_{eq} = n \cdot K$

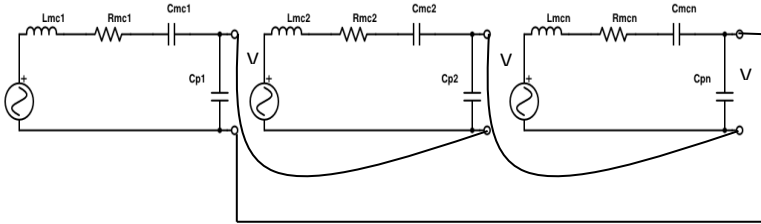
Untuk keseluruhan jumlah massa M_p dapat dirumuskan dengan:

$$M_{eq} = M_1 + M_2 + \dots + M_n$$

atau,

$$M_{eq} = n \cdot M \quad (2.32)$$

Selanjutnya, tinjauan elektris untuk susunan material *piezoelectric* secara seri dapat dilihat seperti pada Gambar 2.21.



Gambar 2.21 *Piezoelectric* disusun secara seri

Voltase bangkitan yang dihasilkan oleh *piezoelectric* jika disusun secara seri adalah

$$V_n = V_{p1} + V_{p2} + \dots + V_{pn} \quad (2.33)$$

Jika $V_{p1} = V_{p2} = V_{pn}$, maka:

$$V_n = n \cdot V_1 \quad (2.34)$$

Dan arus yang dihasilkan oleh *piezoelectric* jika disusun secara seri adalah

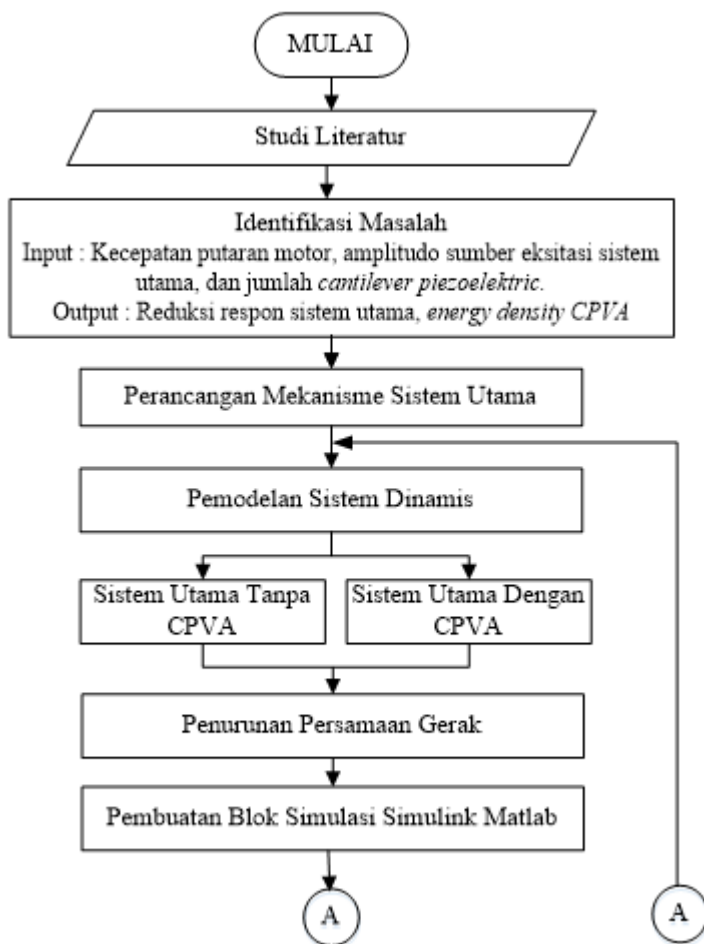
$$I_n = I_1 = I_2 = \dots = I_n \quad (2.35)$$

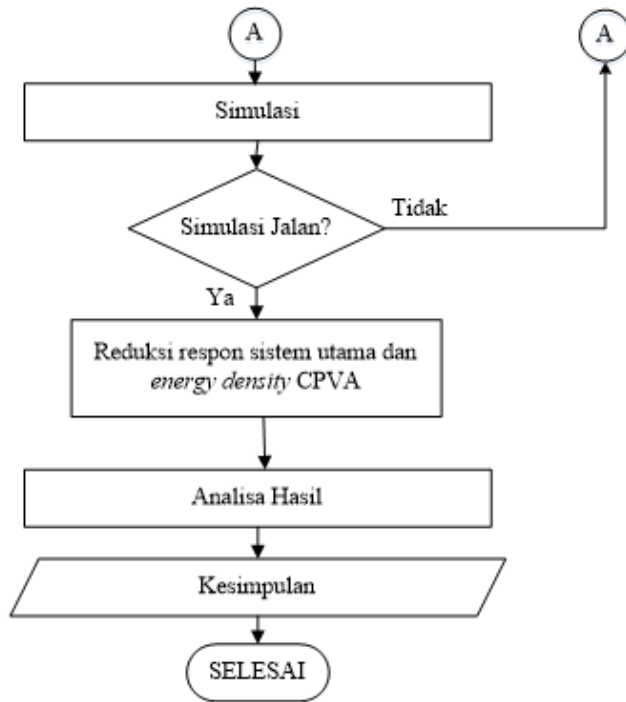
Dari persamaan pada rangkaian seri dapat disimpulkan bahwa dengan menyusun *piezoelectric* secara seri, maka voltase yang dihasilkan akan semakin meningkat. Sedangkan untuk arus yang dihasilkan akan tetap seiring dengan bertambahnya jumlah material *piezoelectric*.

BAB III METODOLOGI

3.1 Flowchart Penelitian

Langkah-langkah yang dilakukan dalam penelitian ditunjukkan melalui diagram alir pada gambar 3.1.





Gambar 3.1 *Flowchart* penelitian

3.2 Penjelasan Tahap Pengerjaan Penelitian

3.2.1. Studi Literatur

Sebelum melakukan penelitian, langkah pertama yang dilakukan adalah melakukan studi literatur dan referensi yang terkait dengan teori getaran *multi degree of freedom*, *dynamic vibration absorber*, penggunaan Matlab Simulink dan material *piezoelectric*. Sumber dari literatur adalah buku, tugas akhir sebelumnya dan jurnal internasional.

3.2.2 Identifikasi Masalah

Pada penelitian ini, masalah yang ada diidentifikasi menjadi dua, yaitu *input* dan *output*. *Input* yang diberikan berupa variasi amplitudo sumber eksitasi sistem utama, kecepatan putaran motor dan jumlah *piezoelectric* yang digunakan. Sedangkan *output* dari penelitian ini adalah reduksi respon dari sistem utama dan *energy density* dari CPVA.

3.2.3 Perancangan Mekanisme Sistem Utama

Sistem utama yang digunakan dalam penelitian ini adalah plat datar yang ditopang oleh empat pegas. Plat tersebut akan menerima gaya eksitasi dari pegas dibawahnya yang dihubungkan dengan massa eksentrik pada motor DC. Koefisien pegas yang digunakan untuk menumpu plat datar memiliki dua nilai yang berbeda, sehingga memungkinkan plat untuk bergerak translasi dan rotasi.

3.2.4 Pemodelan Sistem Dinamis

Pemodelan sistem dinamis dari penelitian ini dibagi menjadi dua, yaitu pemodelan sistem utama tanpa penambahan CPVA dan pemodelan sistem utama disertai penambahan CPVA dengan jumlah *piezoelectric* tertentu. Pemodelan sistem utama disederhanakan dengan menggunakan sumbu vertikal sebagai arah *displacement*. Sehingga pegas dari massa utama yang diidentifikasi hanya berjumlah dua buah. Sedangkan untuk pemodelan sistem CPVA, digunakan ekuivalensi massa dan koefisien pegas dari *piezoelectric* karena perpindahan dan arah eksitasinya dianggap sama.

3.2.5 Penurunan Persamaan Gerak

Persamaan gerak dari sistem terlebih dahulu diturunkan dengan membangun *free body diagram* dari model fisik sistem yang telah disederhanakan. Berdasarkan *free body diagram*, komponen gaya yang sejenis akan dijumlahkan dengan menggunakan hukum newton. Setelah didapatkan persamaan gerak

untuk masing-masing kondisi, persamaan tersebut diubah dalam bentuk persamaan *state variable* dengan cara merubah bentuk persamaan tersebut ke dalam persamaan differensial ordo satu.

3.2.6 Pembuatan Blok Simulasi Simulink Matlab

Hasil persamaan *state variable* dari permodelan dinamis kemudian diubah ke dalam bentuk blok diagram simulasi dengan menggunakan *software* Matlab Simulink. Simulasi ini dilakukan untuk mendapatkan penyelesaian persamaan matematis dari pemodelan sistem utama dengan CPVA dan sistem utama tanpa CPVA.

3.2.7 Simulasi

Pada pemodelan sistem utama dengan CPVA proses simulasi dimulai dengan *input* yang digunakan berupa sinusoidal (harmonik) pada sistem utama, *output*-nya adalah *displacement* pada massa utama (X_1) yang akan menjadi *input* pada sistem absorber. Pada sistem absorber *output* yang dihasilkan adalah *displacement* (X_2) pada massa absorber yang akan menjadi *input* sistem *piezoelectric*. Sistem *piezoelectric* ini yang akan mengeluarkan *output* berupa *displacement* (X_3), voltase listrik bangkitan dan arus.

Sedangkan untuk proses simulasi pada pemodelan sistem utama tanpa CPVA, *input* dimulai dengan gaya sinusoidal (harmonik) yang dikenakan pada sistem utama, sehingga menghasilkan *output* berupa *displacement* pada massa utama (X_1). Kedua pemodelan tersebut akan menghasilkan reduksi respon sistem utama dan *energy density* dari CPVA.

3.2.8 Simulasi Jalan

Setelah menyelesaikan blok diagram dan parameter sistem pada Simulink, simulasi dijalankan. Bila simulasi bisa berjalan tanpa kesalahan, dilanjutkan dengan memasukkan variasi koefisien pegas sistem utama, kecepatan putaran motor dan jumlah *piezoelectric* yang digunakan. Bila simulasi tidak berjalan, maka

dilakukan pengecekan ulang dari langkah “pemodelan sistem dinamis” hingga ke langkah “simulasi”.

3.2.9 Reduksi Respon Sistem Utama dan *Energy Density*

Setelah simulasi yang disertai dengan variasi dijalankan maka akan didapatkan nilai reduksi respon sistem utama dan *energy density* dari CPVA. Kedua *output* yang didapat kemudian akan diolah menjadi grafik respon terhadap variasi dan *energy density* terhadap variasi. Grafik yang akan dibuat yaitu grafik reduksi respon sistem utama dan *energy density* CPVA terhadap variasi amplitudo sumber eksitasi sistem utama, kecepatan putaran motor dan jumlah *piezoelectric*.

3.2.10 Analisa Hasil

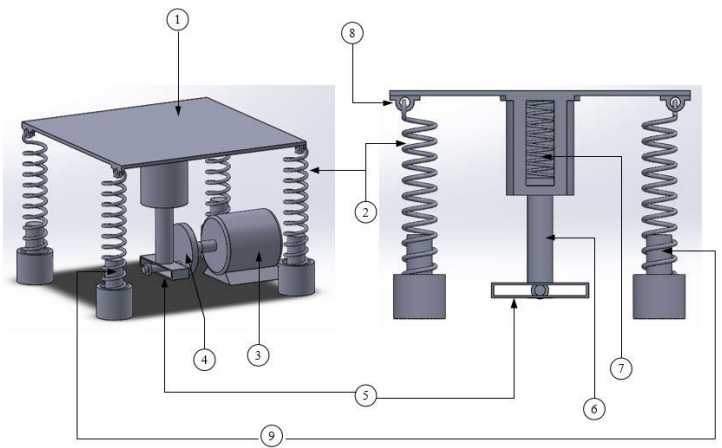
Dari simulasi yang dilakukan akan didapatkan grafik dari analisa reduksi respon sistem utama dan *energy density* CPVA oleh masing-masing variasi. Grafik yang akan diperoleh adalah respon sistem terhadap variasi amplitudo sumber eksitasi sistem utama, respon sistem terhadap variasi kecepatan putaran motor, respon sistem terhadap variasi jumlah *cantilever piezoelectric*, *energy density* terhadap variasi amplitudo sumber eksitasi sistem utama, *energy density* terhadap variasi kecepatan putaran motor, dan *energy density* terhadap variasi jumlah *cantilever piezoelectric*. Selain itu hasil dari penelitian ini nantinya akan dijadikan acuan untuk penelitian sejenis yang dilakukan dengan metode eksperimen.

3.2.11 Kesimpulan

Dari hasil analisa yang telah dilakukan maka akan dibuat kesimpulan dan saran agar penelitian selanjutnya dapat dilakukan dengan lebih baik.

3.3 Rancangan Pemodelan

Gambar dibawah merupakan rancangan pemodelan sederhana dan sistem dinamis dari penelitian ini.

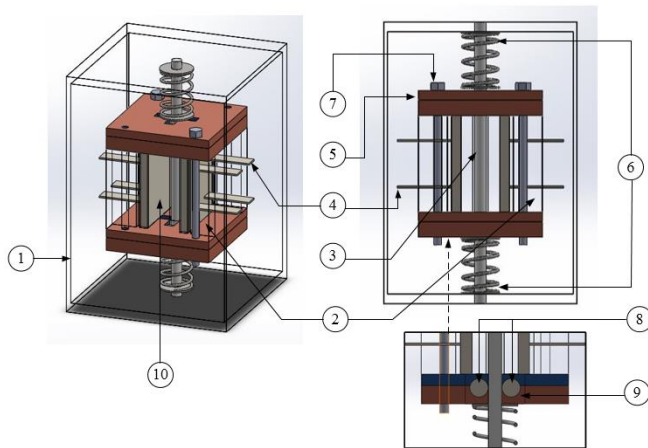


Keterangan :

- | | |
|--------------------------------|---------------------|
| 1. Plat datar | 6. Batang penggerak |
| 2. Pegas <i>shock absorber</i> | 7. Pegas penggerak |
| 3. Motor DC | 8. Engsel |
| 4. Massa eksentrik | 9. Batang pengarah |
| 5. Slot massa eksentrik | |

Gambar 3.2 Pemodelan sederhana rancangan sistem utama

Gambar 3.2 dan 3.4(a) merupakan rancangan dan gambar sistem dinamis dari sistem utama. Rancangan alat yang asli memiliki dimensi panjang 500 [mm], lebar 500 [mm] dan tinggi 300 [mm]. Sistem utama terdiri dari beberapa komponen, diantaranya adalah motor DC yang dipasang massa eksentrik sebagai sumber getaran, pegas, plat datar sebagai massa dari sistem utama dan beberapa komponen penunjang lainnya.



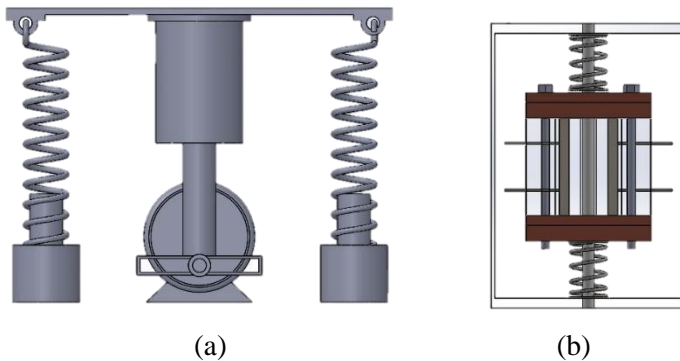
Keterangan :

- | | |
|------------------------------------|--|
| 1. Boks penutup luar CPVA | 6. Pegas absorber |
| 2. Massa absorber | 7. Mur dan baut |
| 3. Batang pengarah | 8. Roller bearing |
| 4. <i>Cantilever Piezoelectric</i> | 9. Rumah bearing |
| 5. Penutup dalam CPVA | 10. Plat penyangga <i>piezoelectric</i> |

Gambar 3.3 Pemodelan sederhana rancangan sistem *Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber (CPVA)*

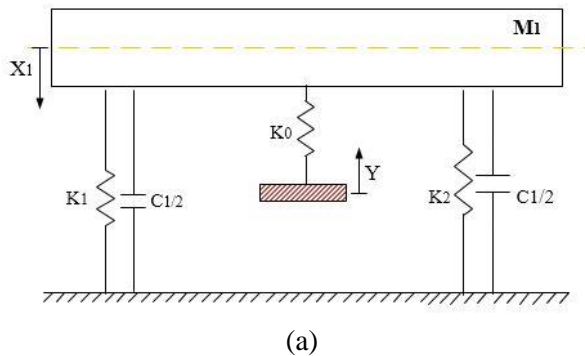
Gambar 3.3 merupakan pemodelan rancangan sistem CPVA yang terdiri dari *housing*, massa absorber, pegas absorber, material *piezoelectric*, *roller* dan tiang pegarah eksitasi massa absorber. Dimensi asli dari rancangan alat CPVA adalah panjang 100 [mm], lebar 100 [mm] dan tinggi 200 [mm]. Pada penelitian ini dilakukan analisa dari sumbu y sistem utama dan CPVA. Sehingga didapatkan pegas ekuivalen sisi kiri dan kanan yang mewakili pegas dari sistem utama seperti pada gambar 3.4 (a) dibawah ini. Sedangkan

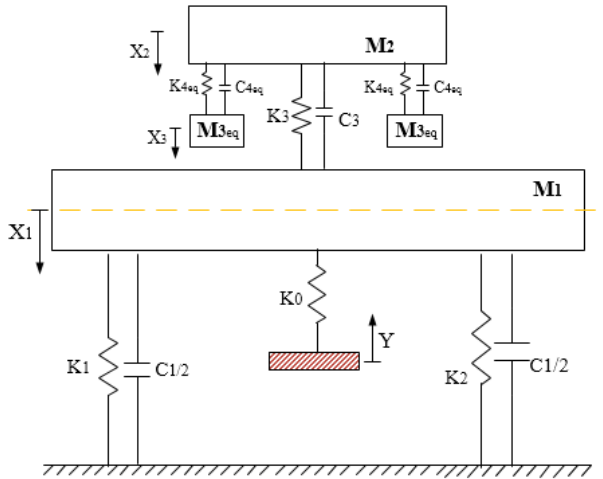
sistem CPVA dianalisa dari tampak depan seperti gambar 3.4 (b) dibawah ini.



Gambar 3.4 Model analisa dari (a) sistem utama sebagai simulator getaran dan (b) CPVA

Berdasarkan pemodelan yang disederhanakan untuk analisa pada sistem utama dan CPVA analisa pada gambar 3.4 diatas, didapatkan model dinamis dari sistem utama yang belum ditambahkan dengan CPVA pada gambar 3.5 (a) dan model dinamis dari sistem utama yang telah ditambahkan dengan CPVA pada gambar 3.5 (b) dibawah ini.





(b)

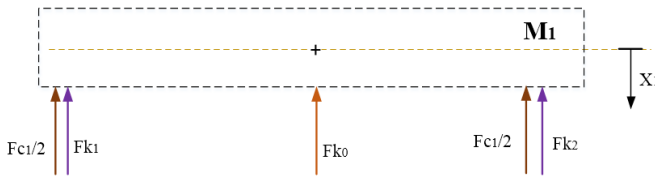
Gambar 3.5 Gambar sistem dinamis dari sistem utama (a) tanpa ditambahkan CPVA dan (b) dengan ditambahkan CPVA.

Keterangan:

- M_1 : Massa sistem utama
- M_2 : Massa absorber
- M_3 : Massa Piezoelectric
- X_1 : Displacement massa 1
- X_2 : Displacement massa 2
- X_3 : Displacement massa 3
- Y : Amplitudo dari massa eksentrik
- K_0 : Koefisien pegas dari massa eksentrik menuju massa 1
- K_1 : Koefisien pegas 1 di massa 1
- K_2 : Koefisien pegas 2 di massa 1
- K_3 : Koefisien pegas di massa 2
- K_4 : Koefisien pegas di massa 3
- C_1 : Koefisien redaman 1 di massa 1
- C_3 : Koefisien redaman 3 di massa 2

3.3.1 Pemodelan Sistem Utama

Gambar 3.6 dibawah ini merupakan *free body diagram* dari massa sistem utama (M_1). Dari gambar tersebut dapat dilihat vektor-vektor gaya yang bekerja pada M_1 . *Displacement* yang terjadi masa sistem utama hanya pada arah translasi karena nilai koefisien pegas 1 dan 2 adalah sama.



Gambar 3.6 *Free body diagram* sistem utama tanpa CPVA

Keterangan:

Fk_0 : Gaya harmonik dari massa eksentrik (N)

Fk_1 : Gaya reaksi dari pegas 1 (N)

Fk_2 : Gaya reaksi dari pegas 2 (N)

Fc_1 : Gaya reaksi dari peredam sistem utama (N)

X_1 : *Displacement* dari massa utama (m)

Dari analisa gaya diatas maka dapat dibuat persamaan matematis sebagai berikut :

Persamaan gerak translasi sistem utama

$$\sum F = M_1 \ddot{x}_1$$

$$-Fc_1 - Fk_1 - Fk_2 - Fk_0 = M_1 \ddot{x}_1$$

$$-c_1 \dot{x}_1 - k_1 x_1 - k_2 x_1 - k_0 (x_1 - y) = M_1 \ddot{x}_1$$

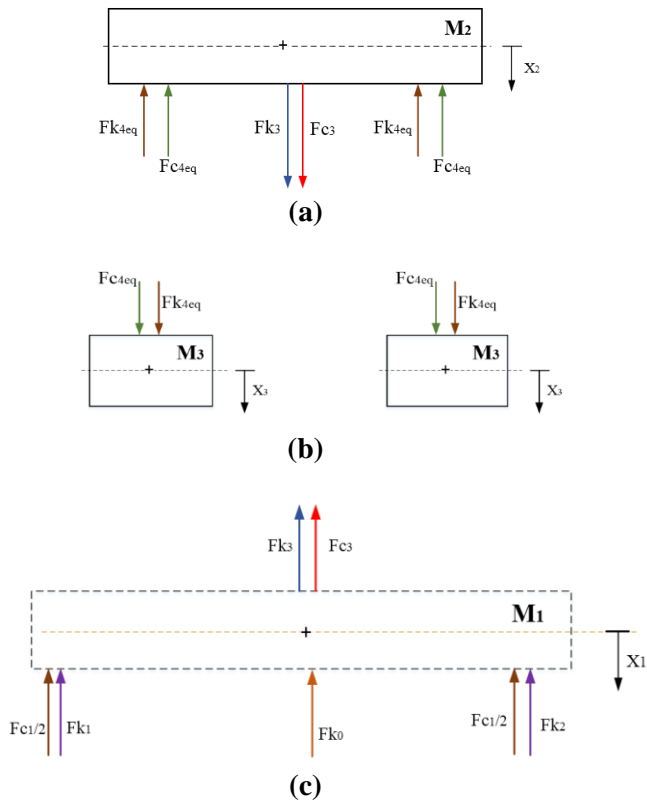
$$M_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + k_1 x_1 + k_2 x_1 + k_0 x_1 - k_0 y = 0$$

$$M_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + (k_0 + k_1 + k_2) x_1 = k_0 y \quad (3.1)$$

3.3.2 Pemodelan Sistem Utama Ditambah dengan *Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber (CPVA)*

Gambar 3.7 dibawah ini merupakan *free body diagram* dari sistem utama yang telah ditambahkan dengan *Cantilever*

Piezoelectric Vibration Absorber (CPVA). FBD dari massa utama (M_1) yang telah dipengaruhi oleh pegas dari massa absorber (F_{k3}) ditampilkan pada gambar 3.7(c). FBD dari massa absorber (M_2) yang telah dipengaruhi 2 buah *cantilever piezoelectric* yang telah diekuivalenkan ditampilkan pada gambar 3.7(a). Sedangkan FBD dari massa *cantilever piezoelectric* yang telah diekuivalenkan ditampilkan pada gambar 3.7(b).



Gambar 3.7 *Free body diagram* (a) massa absorber, (b) massa *piezoelectric*, dan (c) massa utama saat sistem utama ditambah dengan CPVA.

Keterangan:

- Fk_0 : Gaya harmonik dari massa eksentrik (N)
 Fk_1 : Gaya aksi-reaksi dari pegas 1 (N)
 Fk_2 : Gaya aksi-reaksi dari pegas 2 (N)
 Fk_3 : Gaya aksi-reaksi dari pegas absorber (k_3) (N)
 Fk_4 : Gaya aksi-reaksi dari *piezoelectric* (N)
 Fc_1 : Gaya redaman dari peredam sistem utama (N)
 Fc_3 : Gaya redaman dari absorber (N)
 Fc_4 : Gaya redaman dari kapasitansi *piezoelectric* (k_3) (F)
 X_1 : *Displacement* dari massa utama (m)
 X_2 : *Displacement* dari massa absorber (m)
 X_3 : *Displacement* dari massa *piezoelectric* (m)

Dari analisa gaya diatas maka dapat dibuat persamaan matematis sebagai berikut :

Persamaan gerak translasi sistem utama

$$\begin{aligned}
 \sum F &= M_1 \ddot{x}_1 \\
 -Fc_1 - Fc_3 - Fk_1 - Fk_2 - Fk_0 - Fk_3 &= M_1 \ddot{x}_1 \\
 -c_1 \dot{x}_1 - c_3(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - k_1 x_1 - k_2 x_1 - k_0(x_1 - y) - k_3(x_1 - x_2) &= \\
 M_1 \ddot{x}_1 \\
 M_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + c_3 \dot{x}_1 - c_3 \dot{x}_2 + k_1 x_1 + k_2 x_1 + k_0 x_1 - k_0 y + k_3 x_1 - & \\
 k_3 x_2 &= 0 \\
 M_1 \ddot{x}_1 + (c_1 + c_3) \dot{x}_1 - c_3 \dot{x}_2 + (k_0 + k_1 + k_2 + k_3) x_1 - k_3 x_2 &= k_0 y \\
 M_1 \ddot{x}_1 = -(c_1 + c_3) \dot{x}_1 + c_3 \dot{x}_2 - (k_0 + k_1 + k_2 + k_3) x_1 + k_3 x_2 + k_0 y & \\
 & (3.2)
 \end{aligned}$$

Persamaan gerak translasi massa absorber

$$\begin{aligned}
 \sum F &= M_2 \ddot{x}_2 \\
 Fk_3 + Fc_3 - Fk_{4eq} - Fc_4 &= M_2 \ddot{x}_2 \\
 M_2 \ddot{x}_2 - k_3(x_1 - x_2) - c_3(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_{4eq}(x_2 - x_3) + \Gamma.n.Vp &= 0 \\
 M_2 \ddot{x}_2 - k_3 x_1 + (k_3 + k_{4eq}) x_2 - c_3 \dot{x}_1 + c_3 \dot{x}_2 - k_{4eq} x_3 + \Gamma.n.Vp &= 0 \\
 M_2 \ddot{x}_2 = k_3 x_1 - (k_3 + k_{4eq}) x_2 + c_3 \dot{x}_1 - c_3 \dot{x}_2 + k_{4eq} x_3 - \Gamma.n.Vp & \\
 & (3.3)
 \end{aligned}$$

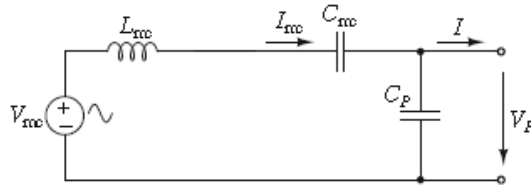
Persamaan gerak translasi massa *piezoelectric*

$$\sum F = M_3 \ddot{x}_3$$

$$\begin{aligned}
Fk_{4eq} + Fc_4 &= M_{3eq} \ddot{x}_3 \\
M_{3eq} \ddot{x}_3 - k_{4eq}(x_2 - x_3) - \Gamma \cdot n \cdot V_p &= 0 \\
M_{3eq} \ddot{x}_3 - k_{4eq}x_2 + k_{4eq}x_3 - \Gamma \cdot n \cdot V_p &= 0 \\
M_{3eq} \ddot{x}_3 &= k_{4eq}x_2 - k_{4eq}x_3 + \Gamma \cdot n \cdot V_p
\end{aligned} \tag{3.4}$$

3.3.3 Pemodelan Kelistrikan *Piezoelectric*

Gambar 3.8 merupakan diagram sirkuit kelistrikan dari material *piezoelectric*. Material *piezoelectric* menghasilkan energi listrik apabila terjadi defleksi pada material tersebut. Energi listrik tersebut terdiri dari voltase, arus listrik, dan daya bangkitan. Voltase bangkitan dari energi listrik pada mekanisme ini dapat dirumuskan seperti dibawah ini:



Gambar 3.8 Diagram sirkuit elektromagnetik *cantilever piezoelectric*

$$V_p = \frac{3d_{31}E_p w_p t}{4c} x_p \tag{3.5}$$

dimana :

- V_p = Voltase bangkitan *piezoelectric* (Volt)
- d_{31} = *Voltage constant* (C/N)
- E_p = Modulus elastisitas (N/m²)
- w_p = Lebar *piezoelectric* (m)
- t = Tebal *piezoelectric* (m)
- c = *Piezoelectric capacitance* (Farad)
- x_p = Defleksi *piezoelectric* (m)

Sedangkan arus bangkitan dari *piezoelectric* pada mekanisme kali ini dapat dirumuskan dengan:

$$V_{mc} = L_{mc} \frac{dI_{mc}}{dt} + R_{mc} I_{mc} + \frac{1}{C_{mc}} \int I_{mc} dt + V_p \quad (3.6)$$

$$I_{mc} = \frac{1}{L_{mc}} (V_{mc} - R_{mc} I_{mc} - \frac{1}{C_{mc}} \int I_{mc} dt - V_p) \quad (3.7)$$

dimana:

$$V_{mc} = \frac{Fi}{r}, \quad L_{mc} = \frac{M}{r^2}, \quad R_{mc} = \frac{d_p}{r^2}, \quad C_{mc} = \frac{r^2}{k_p}$$

dengan :

M = Massa (Kg)

d_p = Konstanta *damping* ekuivalen *piezoelectric* (Ns/m)

k_p = Konstanta pegas ekuivalen *piezoelectric* (N/m)

C_p = kapasitansi *piezoelectric* (Farad)

Sehingga daya bangkitan dari *piezoelectric* dapat dirumuskan dengan :

$$P = V_p I_{mc} \quad (3.8)$$

dimana :

P = Daya bangkitan *piezoelectric* (Watt)

I_{mc} = Arus bangkitan *piezoelectric* (Ampere)

3.4 Penentuan Parameter Penelitian

Sebelum simulasi dilakukan, parameter yang dibutuhkan untuk menjalankan simulasi harus terlebih dahulu diketahui. Parameter ini meliputi massa, panjang, koefisien pegas serta koefisien redaman. Nilai massa diperoleh dengan penimbangan benda pada timbangan digital atau dari perhitungan terhadap frekuensi natural dan koefisien pegas yang diinginkan, sedangkan nilai panjang dapat diperoleh dengan pengukuran dengan menggunakan mistar atau jangka sorong. Nilai dari koefisien pegas didapatkan dari hasil pengujian tekan. Cara untuk menentukan

parameter-parameter yang dibutuhkan akan dijelaskan secara rinci dibawah ini.

3.4.1 Menentukan Frekuensi Operasi (ω_f)

Hal yang pertama kali dilakukan adalah menentukan motor DC yang akan digunakan sebagai sumber getaran. Pencarian dilakukan dipasaran berdasarkan kebutuhan torsi dan kecepatan putaran yang digunakan dalam simulasi untuk mengetahui jenis motor apa yang akan dipakai. Berdasarkan ketentuan tersebut, dipilihlah sebuah motor DC yang ada di pasaran. Setelah didapatkan motor DC dengan spesifikasi yang diinginkan, dilakukan perhitungan untuk menentukan nilai frekuensi operasi dari sistem utama.

3.4.2 Menentukan Koefisien Pegas dari Alat Uji dan Massa Absorber (K_0, K_1, K_2, K_3)

Pegas yang digunakan dalam penelitian ini merupakan pegas yang dijual secara umum di pasaran. Pegas yang di pilih memiliki rentang kekakuan rendah hingga sedang. Setelah didapatkan pegas yang memiliki kekakuan berbeda-beda, selanjutnya dilakukan pengujian koefisien kekakuan dari pegas dengan memberikan massa dengan nilai tertentu pada pegas. Kemudian perubahan panjang pegas (Δx) diukur menggunakan jangka sorong. Dari data yang telah diperoleh akan dihitung nilai koefisien kekakuan K_0, K_1, K_2 dan K_3 dengan menggunakan Hukum Hooke, yaitu

$$F = k \cdot \Delta x \quad (3.9)$$

3.4.3 Menentukan Koefisien Pegas dari *Cantilever Piezoelectric*

Koefisien kekakuan dari *piezoelectric* didapatkan dari rumus dibawah ini

$$K_{pzt} = \frac{3EI}{l^3}, \quad I = \frac{1}{12} b h^3 \quad (3.10)$$

Dimana:

$$E_{pzt} : 68 \times 10^9 \text{ N/m}^2$$

b : 6 mm
 h : 1 mm
 l : 12 mm

3.4.4 Menentukan Massa dari Alat Uji (M_1)

Berdasarkan penelitian dari Galal [2] didapatkan nilai optimum dari frekuensi operasi- frekuensi natural DVA (ω_f/ω_{22}) adalah 1,07. Sehingga frekuensi natural dari alat CPVA agar pemanenan energi dapat dilakukan secara optimal dapat dihitung. Berdasarkan penelitian dari Pachpute [1], rasio frekuensi natural sistem utama-absorber (f) optimum berada pada rentang 0.7 hingga 0.8. Oleh karena itu nilai f yang akan digunakan dalam penelitian ini adalah 0.75. Sehingga didapatkan nilai dari frekuensi natural alat uji (ω_{11}) dari persamaan berikut ini :

$$f = \frac{\omega_{22}}{\omega_{11}} = 0.75 \quad (3.11)$$

Setelah didapatkan nilai dari ω_{11} , massa dari alat uji (M_1) dapat dihitung dari rumus dibawah ini:

$$\omega_{11} = \sqrt{\frac{K_{eq}}{M_1}} \quad (3.12)$$

3.4.5 Menentukan Massa dari Absorber CPVA (M_2)

Massa absorber CPVA dalam penelitian ini berasal dari massa absorber yang juga ditambahkan dengan massa *cantilever piezoelectric*. Karena variasi jumlah *cantilever piezoelectric* yang digunakan lebih dari 5% massa absorber, maka massa *cantilever piezoelectric* tidak dapat diabaikan . Sehingga didapatkan nilai dari massa absorber (M_2) dari persamaan berikut :

$$M_2 = M_{abs} \times (n \cdot M_{pzt}) \quad (3.13)$$

3.5 Parameter

Dalam pemodelan ini telah ditentukan parameter dari simulator getaran dan *cantilever piezoelectric vibration absorber* (CPVA) yang akan digunakan dalam simulasi. Tabel 4.1 dibawah ini menunjukkan nilai parameter dari sistem utama.

Tabel 3.1 Parameter Sistem Utama

| Parameter | Simbol | Nilai | Satuan |
|-----------------------------------|-----------|-------|--------|
| Massa Sistem Utama | M_1 | 4 | Kg |
| Koefisien Pegas 1 (ekuivalen) | K_1 | 600 | N/m |
| Koefisien Pegas 2 (ekuivalen) | K_2 | 600 | N/m |
| Koefisien Pegas <i>Exciter</i> | K_0 | 500 | N/m |
| <i>Damping Ratio</i> Sistem Utama | ζ_1 | 0.1 | - |
| Koefisien Redaman Batang Pengarah | C_1 | 17.88 | N.s/m |

Tabel 3.2 berikut menunjukkan nilai parameter dari CPVA yang digunakan dalam penelitian.

Tabel 3.3 Parameter *Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber* (CPVA)

| Parameter | Simbol | Nilai | Satuan |
|--|-----------|-------|--------|
| Massa Absorber | M_{abs} | 0.02 | Kg |
| Koefisien Pegas Absorber | K_3 | 500 | N/m |
| <i>Damping Ratio</i> Absorber | ζ_2 | 0.4 | - |
| Koefisien Redaman Batang Pengarah Absorber | C_1 | 3.577 | N.s/m |

Selanjutnya adalah tabel 4.3 yang berisikan parameter dari material *piezoelectric* yang digunakan sebagai alat konversi energi.

Tabel 3.4 Parameter Material *Piezoelectric*

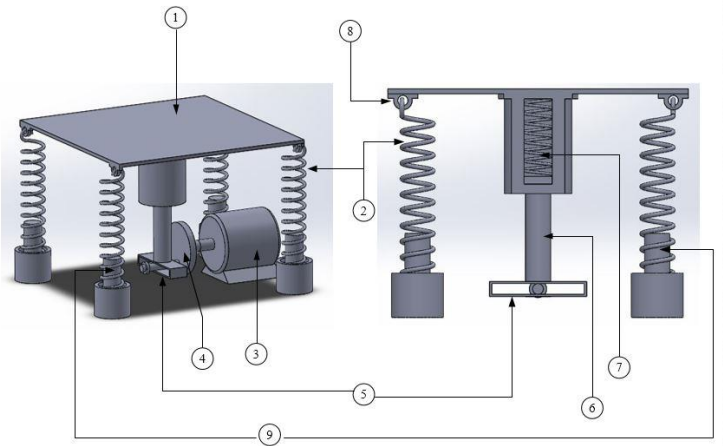
| Parameter | Simbol | Nilai | Satuan |
|--------------------------------|-----------|-----------------------|--------|
| Massa <i>piezoelectric</i> | M_{pzt} | 6×10^{-4} | Kg |
| Ketebalan <i>piezoelectric</i> | t | 1×10^{-3} | m |
| Lebar <i>piezoelectric</i> | w_{pzt} | 6×10^{-4} | m |
| Panjang <i>piezoelectric</i> | L_{pzt} | 12×10^{-3} | m |
| Kapasitansi | C_{pzt} | 244×10^{-10} | F |

| | | | |
|--|-----------|-----------------------|------------------|
| Konstanta regangan <i>piezoelectric</i> | d_{31} | 110×10^{-12} | C/N |
| <i>Electromechanical coupling factor</i> | k_{31} | 12 | % |
| Kontanta pegas <i>piezoelectric</i> | k_{pzt} | $5,75 \times 10^{-1}$ | N/m |
| Modulus Young | E | 3×10^9 | N/m ² |

BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN

4.1 Perancangan Sistem Utama

Dalam penelitian ini telah dilakukan pemodelan sistem utama sebagai alat simulator getaran yang terdiri dari massa utama, peredam, pegas dan motor DC. Mekanisme dari simulator getaran ini dapat dilihat seperti pada gambar berikut.



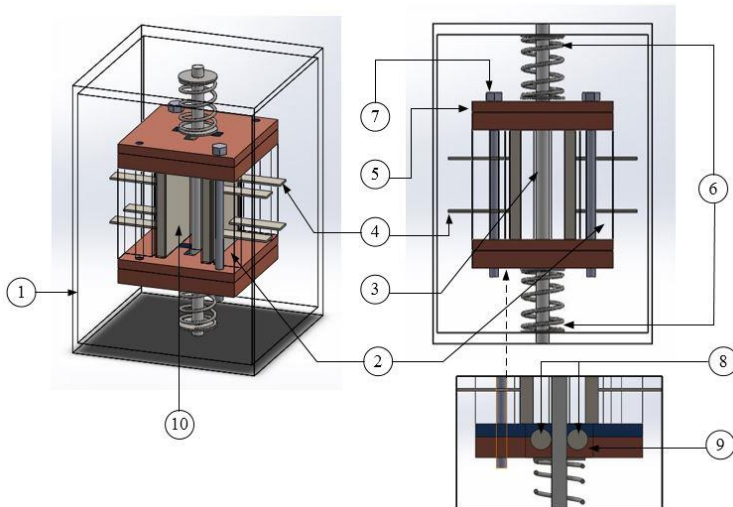
Gambar 4.1 Rancangan Mekanisme Sistem Utama sebagai Simulator Getaran

Keterangan gambar :

- | | |
|--------------------------------|---------------------|
| 1. Plat datar | 6. Batang penggerak |
| 2. Pegas <i>shock absorber</i> | 7. Pegas penggerak |
| 3. Motor DC | 8. Engsel |
| 4. Massa eksentrik | 9. Batang pengarah |
| 5. Slot massa eksentrik | |

4.2 Perancangan Mekanisme *Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber (CPVA)*

Pada penelitian ini juga telah dilakukan pemodelan alat *Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber (CPVA)* yang digunakan untuk mereduksi getaran dari sistem utama dan menghasilkan energi listrik. Mekanisme CPVA ini terdiri dari massa absorber, peredam, pegas absorber dan *cantilever piezoelectric* seperti yang dapat dilihat seperti pada gambar berikut.



Gambar 4.2 Rancangan *Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber (CPVA)*

Keterangan gambar :

- | | |
|------------------------------------|--------------------------|
| 1. Boks penutup luar CPVA | 6. Pegas absorber |
| 2. Massa absorber | 7. Mur dan baut |
| 3. Batang pengarah | 8. <i>Roller bearing</i> |
| 4. <i>Cantilever Piezoelectric</i> | 9. Rumah bearing |

5. Penutup dalam CPVA

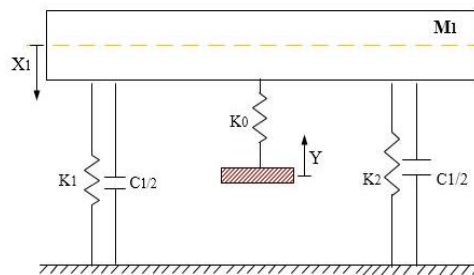
10. Plat penyangga
piezoelectric

4.3 Pemodelan Sistem Utama dan *Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber (CPVA)*

4.3.1 Sistem Utama Tanpa *Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber (CPVA)*

Dalam penelitian ini, sistem utama memiliki *Single DOF* dengan arah translasi. Respon sistem diwakilkan melalui respon percepatan sistem. Sistem utama tersebut diberi gaya eksitasi dari motor DC yang terhubung dengan massa eksentrik, sehingga tercipta getaran harmonik pada sistem utama. Pemodelan sistem utama tanpa penambahan *Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber (CPVA)* digunakan sebagai pembandingan pada sistem dengan penambahan CPVA. Analisa sistem tanpa penambahan CPVA dan dengan penambahan CPVA ini dilakukan dengan analisa perhitungan dan simulasi dengan Matlab Simulink.

Gambar 4.3 dan 4.4 dibawah ini merupakan gambar model dinamis dan *free body diagram* dari massa sistem utama (M_1) sebelum ditambahkan CPVA. Dari gambar tersebut dapat dilihat vektor-vektor gaya yang bekerja pada M_1 . *Displacement* yang terjadi masa sistem utama hanya pada arah translasi karena nilai koefisien pegas 1 dan 2 adalah sama.



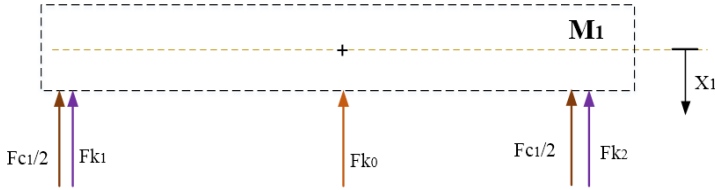
Gambar 4.3 Pemodelan dinamis sistem utama tanpa CPVA

Keterangan:

Fk_0 : Gaya harmonik dari massa eksentrik (N)

Fk_1 : Gaya reaksi dari pegas 1 (N)

- F_{k_2} : Gaya reaksi dari pegas 2 (N)
 F_{c_1} : Gaya reaksi dari peredam sistem utama (N)
 X_1 : *Displacement* dari massa utama (m)



Gambar 4.4 *Free body diagram* sistem utama tanpa CPVA

Dari analisa gaya diatas maka dapat dibuat persamaan matematis sebagai berikut :

Persamaan gerak translasi sistem utama

$$\begin{aligned}
 \sum F &= M_1 \ddot{x}_1 \\
 -F_{c_1} - F_{k_1} - F_{k_2} - F_{k_0} &= M_1 \ddot{x}_1 \\
 -c_1 \dot{x}_1 - k_1 x_1 - k_2 x_1 - k_0 (x_1 - y) &= M_1 \ddot{x}_1 \\
 M_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + k_1 x_1 + k_2 x_1 + k_0 x_1 - k_0 y &= 0 \\
 M_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + (k_0 + k_1 + k_2) x_1 &= k_0 y
 \end{aligned} \tag{4.1}$$

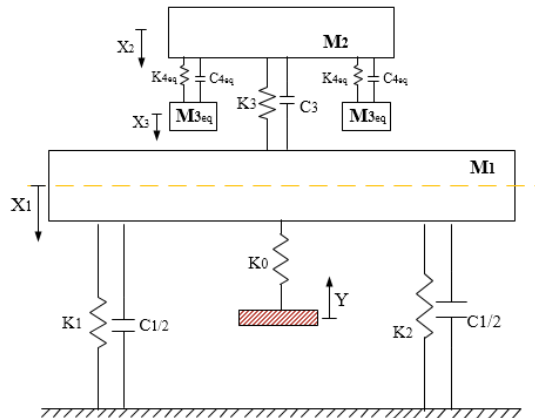
Analisa perhitungan dilakukan untuk mendapatkan nilai frekuensi natural dari sistem utama tanpa penambahan CPVA. Analisa perhitungan ini digunakan sebagai pembandingan hasil simulasi sesuai dengan perhitungan. Frekuensi natural sistem utama dapat diketahui melalui perhitungan sederhana menggunakan rumus dasar frekuensi natural.

$$\begin{aligned}
 \omega_{n1} &= \sqrt{\frac{k_{eq}}{m_1}} \\
 &= \sqrt{\frac{1700}{4}} \\
 &= \sqrt{425} \\
 &= 20.61 \text{ rad/s}
 \end{aligned}$$

Berdasarkan hasil perhitungan yang dilakukan, nilai frekuensi natural sistem tanpa CPVA adalah sebesar 20.61 rad/s.

4.3.2 Sistem Utama dengan *Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber* (CPVA)

Gambar 4.5 dibawah ini merupakan pemodelan dinamis dari sistem utama yang telah diberi CPVA. Selanjutnya dilakukan analisa *free body diagram* dari sistem seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.6.

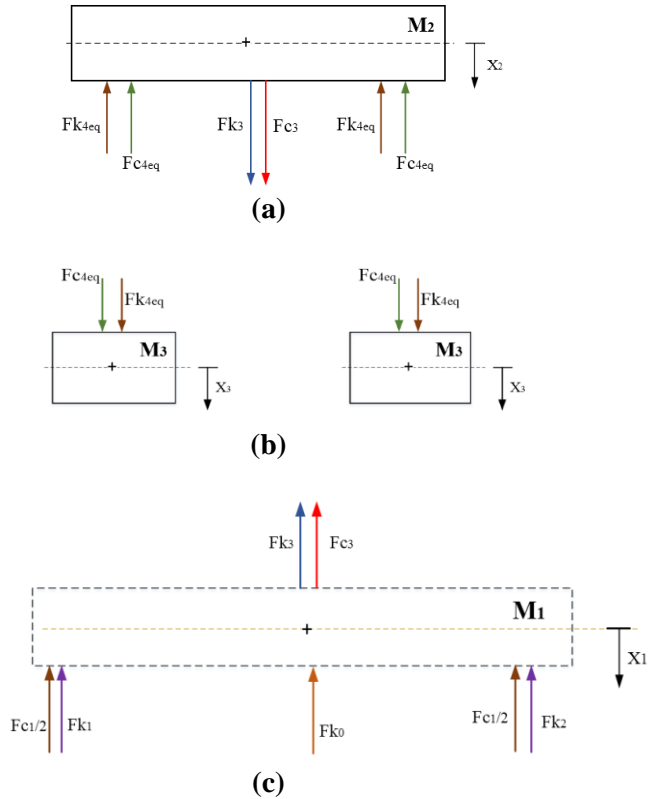


Gambar 4.5 Pemodelan dinamis dari sistem utama yang telah ditambahkan CPVA

Keterangan:

- M_1 : Massa sistem utama (Kg)
- M_2 : Massa absorber (Kg)
- M_3 : Massa *piezoelectric* (Kg)
- F_{k_0} : Gaya input harmonik dari massa eksentrik (N)
- F_{k_1} : Gaya aksi-reaksi dari pegas 1 (N)
- F_{k_2} : Gaya aksi-reaksi dari pegas 2 (N)
- F_{k_3} : Gaya aksi-reaksi dari pegas absorber (k_3) (N)
- F_{k_4} : Gaya aksi-reaksi dari *piezoelectric* (N)
- F_{c_1} : Gaya redaman dari peredam sistem utama (N)
- F_{c_3} : Gaya redaman dari absorber (N)
- F_{c_4} : Gaya redaman dari kapasitansi *piezoelectric* (k_3) (F)
- X_1 : *Displacement* dari massa utama (m)

- X_2 : *Displacement* dari massa absorber (m)
 X_3 : *Displacement* dari massa *piezoelectric* (m)



Gambar 4.6 *Free body diagram* (a) massa absorber, (b) massa *piezoelectric*, dan (c) massa utama saat sistem utama ditambah dengan CPVA.

Dari gambar 4.5 dan 4.6 diatas dapat dilihat bahwa *input* getaran berasal dari amplitudo yang memiliki nilai sebesar Y . Kemudian *input* yang berupa *displacement* ini diteruskan menuju massa utama (M_1) oleh pegas *exciter* (K_0), sehingga massa utama

memperoleh gaya harmonik dengan frekuensi dan amplitudo tertentu. Selanjutnya massa utama menghasilkan *displacement* (X_1) yang menjadi *input* untuk massa absorber (M_2), kemudian *displacement* massa absorber (X_2) digunakan sebagai *input* untuk menggerakkan massa *piezoelectric* (M_3).

Dari analisa gaya diatas maka dapat dibuat persamaan matematis sebagai berikut :

Persamaan gerak translasi sistem utama

$$\begin{aligned}
 \sum F &= M_1 \ddot{x}_1 \\
 -Fc_1 - Fc_3 - Fk_1 - Fk_2 - Fk_0 - Fk_3 &= M_1 \ddot{x}_1 \\
 -c_1 \dot{x}_1 - c_3(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - k_1 x_1 - k_2 x_1 - k_0(x_1 - y) - k_3(x_1 - x_2) &= \\
 M_1 \ddot{x}_1 \\
 M_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + c_3 \dot{x}_1 - c_3 \dot{x}_2 + k_1 x_1 + k_2 x_1 + k_0 x_1 - k_0 y + k_3 x_1 - \\
 k_3 x_2 &= 0 \\
 M_1 \ddot{x}_1 + (c_1 + c_3) \dot{x}_1 - c_3 \dot{x}_2 + (k_0 + k_1 + k_2 + k_3) x_1 - k_3 x_2 &= k_0 y \\
 M_1 \ddot{x}_1 = -(c_1 + c_3) \dot{x}_1 + c_3 \dot{x}_2 - (k_0 + k_1 + k_2 + k_3) x_1 + k_3 x_2 + k_0 y & \quad (4.2)
 \end{aligned}$$

Persamaan gerak translasi massa absorber

$$\begin{aligned}
 \sum F &= M_2 \ddot{x}_2 \\
 Fk_3 + Fc_3 - Fk_{4eq} - Fc_4 &= M_2 \ddot{x}_2 \\
 M_2 \ddot{x}_2 - k_3(x_1 - x_2) - c_3(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_{4eq}(x_2 - x_3) + \Gamma.n.Vp &= 0 \\
 M_2 \ddot{x}_2 - k_3 x_1 + (k_3 + k_{4eq}) x_2 - c_3 \dot{x}_1 + c_3 \dot{x}_2 - k_{4eq} x_3 + \Gamma.n.Vp &= 0 \\
 M_2 \ddot{x}_2 = k_3 x_1 - (k_3 + k_{4eq}) x_2 + c_3 \dot{x}_1 - c_3 \dot{x}_2 + k_{4eq} x_3 - \Gamma.n.Vp & \quad (4.3)
 \end{aligned}$$

Persamaan gerak translasi massa *piezoelectric*

$$\begin{aligned}
 \sum F &= M_3 \ddot{x}_3 \\
 Fk_{4eq} + Fc_4 &= M_3 \ddot{x}_3 \\
 M_3 \ddot{x}_3 - k_{4eq}(x_2 - x_3) - \Gamma.n.Vp &= 0 \\
 M_3 \ddot{x}_3 - k_{4eq} x_2 + k_{4eq} x_3 - \Gamma.n.Vp &= 0 \\
 M_3 \ddot{x}_3 = k_{4eq} x_2 - k_{4eq} x_3 + \Gamma.n.Vp & \quad (4.4)
 \end{aligned}$$

Selain itu, analisa perhitungan juga dilakukan untuk mendapatkan nilai frekuensi natural dari sistem dengan penambahan CPVA. Analisa perhitungan ini digunakan sebagai pembandingan hasil simulasi sesuai dengan perhitungan. Frekuensi

natural sistem dapat diketahui melalui perhitungan dengan analisa fundametal. Persamaan gerak dari sistem dengan penambahan CPVA adalah sebagai berikut:

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \ddot{x}_3 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} (c_1 + c_3) & -c_3 & 0 \\ -c_3 & c_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} (k_0 + k_1 + k_2 + k_3) & -k_3 & 0 \\ -k_3 & (k_3 + k_4) & -k_4 \\ 0 & -k_4 & k_4 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} k_0 \cdot y \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

Dalam perhitungan nilai frekuensi natural, asumsi yang digunakan yaitu nilai redaman dan gaya eksternal diabaikan. Nilai \ddot{x} diubah dengan mensubstitusikan $\ddot{x} = -\lambda x$ dan $\lambda = \omega^2$, sehingga persamaan diatas menjadi:

$$-\omega^2 \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} (k_0 + k_1 + k_2 + k_3) & -k_3 & 0 \\ -k_3 & (k_3 + k_4) & -k_4 \\ 0 & -k_4 & k_4 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} -m_1\omega^2 + (k_0 + k_1 + k_2 + k_3) & -k_3 & 0 \\ -k_3 & -m_2\omega^2 + (k_3 + k_4) & -k_4 \\ 0 & -k_4 & -m_3\omega^2 + k_4 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

Dimana:

M_1 = massa sistem utama (4 Kg)

K_0 = Koefisien pegas exciter (500 N/m)

K_1 = Koefisien pegas sistem utama kiri ekuivalen (600 N/m)

K_2 = Koefisien pegas sistem utama kanan ekuivalen (600 N/m)

K_3 = Koefisien pegas absorber (100 N/m)

K_4 = Koefisien pegas *cantilever piezoelectric* (57.5 N/m)

M_2 = massa absorber dengan variasi massa 1.58 Kg, 1.7 Kg, dan 1.82 Kg

M_3 = massa *piezoelectric* (0.0006 Kg x n)

n = Jumlah *cantilever piezoelectric* yang digunakan dengan variasi 2600, 2800, dan 3000.

Matriks diatas merupakan matriks yang digunakan dalam analisa fundamental untuk menghitung respon dari sistem utama yang telah ditambahkan dengan CPVA. Dibawah ini merupakan perhitungan frekuensi natural dan *mode shape* dari sistem tersebut

berdasarkan jumlah *piezoelectric* yang digunakan. Jumlah *piezoelectric* yang digunakan dalam penelitian ini memiliki variasi 2600, 2800, dan 300. Dikarenakan massa *piezoelectric* lebih dari 5 % massa absorber, maka massa *piezoelectric* tidak dapat diabaikan. Sehingga massa *piezoelectric* juga dihitung sebagai bagian dari massa absorber.

$$\begin{aligned}
 \text{a. } n &= 2600 \\
 M_3 &= 0.0006 \text{ Kg} \times 2600 \\
 &= 1.56 \text{ Kg} \\
 M_2 &= 0.02 \text{ Kg} + M_3 \\
 &= 1.58 \text{ Kg}
 \end{aligned}$$

$$\begin{bmatrix} -m_1\omega^2 + (k_0 + k_1 + k_2 + k_3) & -k_3 & 0 \\ -k_3 & -m_2\omega^2 + (k_3 + k_4) & -k_4 \\ 0 & -k_4 & -m_3\omega^2 + k_4 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} -4\omega^2 + (500 + 600 + 600 + 100) & -100 & 0 \\ -100 & -1.58\omega^2 + (100 + 1495) & -1495 \\ 0 & -1495 & -1.56\omega^2 + 1495 \end{bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

Karena $\lambda = \omega^2$, maka :

$$\det \begin{bmatrix} -4\lambda + 1800 & -100 & 0 \\ -100 & -1.58\lambda + 1595 & -1495 \\ 0 & -1495 & -1.56\lambda + 1495 \end{bmatrix} = 0$$

$$\begin{aligned}
 &[(-4\lambda + 1800)(-1.58\lambda + 1595)(-1.56\lambda + 1495)] - [(-4\lambda + 1800)(-1495)(-1495) + (-1.56\lambda + 1495)(-100)(-100)] = 0 \\
 &(6.32\lambda^2 - 598400\lambda - 2844\lambda + 2.87E6)(-1.56\lambda + 1495) - \\
 &(-15600\lambda + 1.49E7 - 8.92E6\lambda + 4.01E9) = 0 \\
 &-9.858\lambda^3 + 937940.6\lambda^2 - 8.49E8\lambda + 26.57E7 = 0
 \end{aligned}$$

Sehingga didapatkan nilai λ_1, λ_2 , dan λ_3 adalah :

$$\begin{aligned}
 \lambda_1 &= 31.9 & \rightarrow \omega_{n1} &= 5.6 \text{ rad/s} \\
 \lambda_2 &= 449.4 & \rightarrow \omega_{n2} &= 21.2 \text{ rad/s} \\
 \lambda_3 &= 7569 & \rightarrow \omega_{n3} &= 87 \text{ rad/s}
 \end{aligned}$$

Dari ketiga nilai lamda diatas, dapat dihitung *mode shape* dari sistem utama yang telah ditambahkan CPVA dengan memasukkan nilai lamda ke dalam persamaan matriks analisa fundamental seperti dibawah ini

Persamaan (a) : $(-4\lambda + 1800)X_1 + (-100)X_2 = 0$ (4.1)

Persamaan (b) : $(-100)X_1 + (-1.58\lambda + 1595)X_2 + (-1495)X_3 = 0$ (4.2)

Persamaan (c) : $(-1495)X_2 + (-1.56\lambda + 1495)X_3 = 0$ (4.3)

- **Kondisi $\lambda_1 = 31.9$**

Misal $X_1 = 1$

Persamaan (b)

$$\begin{aligned} (-100)1 + (-1.58(31.9) + 1595)X_2 + (-1495)X_3 &= 0 \\ 1544X_2 - 1495X_3 &= 100 \end{aligned} \quad (4.4)$$

Persamaan (c)

$$\begin{aligned} -1495X_2 + (-1.56(31.9) + 1495)X_3 &= 0 \\ -1495X_2 + 1445.23X_3 &= 0 \end{aligned} \quad (4.5)$$

Persamaan (4.4) dan (4.5) kemudian disubstitusi untuk mendapatkan nilai *mode shape* ϕ_1

$$\phi_1 = \begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 1 \\ -0.331 \\ -0.331 \end{Bmatrix}$$

- **Kondisi $\lambda_2 = 449.4$**

Misal $X_1 = 1$

Persamaan (b)

$$\begin{aligned} (-100)1 + (-1.58(449.4) + 1595)X_2 + (-1495)X_3 &= 0 \\ 148876.9X_2 - 1495X_3 &= 100 \end{aligned} \quad (4.6)$$

Persamaan (c)

$$\begin{aligned} -1495X_2 + (-1.56(449.4) + 1495)X_3 &= 0 \\ -1495X_2 + 150213.8X_3 &= 0 \end{aligned} \quad (4.7)$$

Persamaan (4.6) dan (4.7) kemudian disubstitusi untuk mendapatkan nilai *mode shape* ϕ_2

$$\phi_2 = \begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 1 \\ 1.502 \\ 1.49 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0.665 \\ 1 \\ 0.992 \end{Bmatrix}$$

- **Kondisi $\lambda_3 = 7569$**

Misal $X_1 = 1$

Persamaan (b)

$$(-100)1 + (-1.58(7569) + 1595)X_2 + (-1495)X_3 = 0$$

$$-10364 X_2 - 1495 X_3 = 100 \quad (4.8)$$

Persamaan (c)

$$\begin{aligned} -1495 X_2 + (-1.56(7569) + 1495) X_3 &= 0 \\ -1495 X_2 + 10312.6 X_3 &= 0 \end{aligned} \quad (4.9)$$

Persamaan (4.8) dan (4.9) kemudian disubstitusi untuk mendapatkan nilai *mode shape* \emptyset_3

$$\emptyset_3 = \begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 1 \\ -0.313 \\ 0.317 \end{Bmatrix}$$

b. $n = 2800$

$$\begin{aligned} M_3 &= 0.0006 \text{ Kg} \times 2800 \\ &= 1.68 \text{ Kg} \\ M_2 &= 0.02 \text{ Kg} + M_3 \\ &= 1.7 \text{ Kg} \end{aligned}$$

$$\begin{bmatrix} -m_1\omega^2 + (k_0 + k_1 + k_2 + k_3) & -k_3 & 0 \\ -k_3 & -m_2\omega^2 + (k_3 + k_4) & -k_4 \\ 0 & -k_4 & -m_3\omega^2 + k_4 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} -4\omega^2 + (500 + 600 + 600 + 100) & -100 & 0 \\ -100 & -1.7\omega^2 + (100 + 1610) & -1610 \\ 0 & -1610 & -1.68\omega^2 + 161000 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

Karena $\lambda = \omega^2$, maka :

$$\det \begin{bmatrix} -4\lambda + 1800 & -100 & 0 \\ -100 & -1.7\lambda + 1710 & -1610 \\ 0 & -1610 & -1.68\lambda + 1610 \end{bmatrix} = 0$$

$$\begin{aligned} [(-4\lambda + 1800)(-1.7\lambda + 1710)(-1.68\lambda + 1610)] - [(-4\lambda + 1800)(-1610)(-1610) + (-1.68\lambda + 1610)(-100)(-100)] &= 0 \\ (6.32\lambda^2 - 6840\lambda - 3060\lambda + 2.8998E6)(-1.68\lambda + 1610) - & \\ (-1.0368E7\lambda + 4.6657E9 - 16800\lambda + 1.61E7) &= 0 \\ -11.424\lambda^3 + 16.632\lambda^2 - 1.041E7\lambda + 2.32E7 &= 0 \end{aligned}$$

Sehingga didapatkan nilai λ_1, λ_2 , dan λ_3 adalah :

$$\begin{aligned} \lambda_1 &= 62.4 & \rightarrow \omega_{n1} &= 7.9 \text{ rad/s} \\ \lambda_2 &= 458 & \rightarrow \omega_{n2} &= 21.4 \text{ rad/s} \\ \lambda_3 &= 10404 & \rightarrow \omega_{n3} &= 102 \text{ rad/s} \end{aligned}$$

Dari ketiga nilai lamda diatas, dapat dihitung *mode shape* dari sistem utama yang telah ditambahkan CPVA dengan memasukkan nilai lamda ke dalam persamaan matriks analisa fundamental seperti dibawah ini

$$\text{Persamaan (a)} : (-4\lambda + 1800)X_1 + (-100)X_2 = 0 \quad (4.10)$$

$$\begin{aligned} \text{Persamaan (b)} : & (-100)X_1 + (-1.7\lambda + 1710)X_2 + \\ & (-1610)X_3 = 0 \end{aligned} \quad (4.11)$$

$$\text{Persamaan (c)} : (-1610)X_2 + (-1.68\lambda + 1610)X_3 = 0 \quad (4.12)$$

- **Kondisi $\lambda_1 62.4$**

Misal $X_1 = 1$

Persamaan (b)

$$\begin{aligned} & (-100)X_1 + (-1.7(62.4) + 1710)X_2 + (-1610)X_3 = 0 \\ & 1603.9 X_2 - 1610 X_3 = 100 \end{aligned} \quad (4.13)$$

Persamaan (c)

$$\begin{aligned} & (-1610)X_2 + (-1.68(62.4) + 1610)X_3 = 0 \\ & -1610 X_2 + 1505.1 X_3 = 0 \end{aligned} \quad (4.14)$$

Persamaan (4.13) dan (4.14) kemudian disubstitusi untuk mendapatkan nilai *mode shape* \emptyset_1

$$\emptyset_1 = \begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0.248 \\ 0.998 \\ 1 \end{Bmatrix}$$

- **Kondisi $\lambda_2 = 458$**

Misal $X_1 = 1$

Persamaan (b)

$$\begin{aligned} & (-100)X_1 + (-1.7(458) + 1710)X_2 + (-1610)X_3 = 0 \\ & 931.4 X_2 - 1610 X_3 = 100 \end{aligned} \quad (4.15)$$

Persamaan (c)

$$\begin{aligned} & (-1610)X_2 + (-1.68(458) + 1610)X_3 = 0 \\ & -1610 X_2 + 840.56 X_3 = 0 \end{aligned} \quad (4.16)$$

Persamaan (4.15) dan (4.16) kemudian disubstitusi untuk mendapatkan nilai *mode shape* \emptyset_2

$$\emptyset_2 = \begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 1 \\ -0.066 \\ -0.066 \end{Bmatrix}$$

- **Kondisi $\lambda_3 = 10404$**

Misal $X_1 = 1$

Persamaan (b)

$$\begin{aligned} (-100)X_1 + (-1.7(10404) + 1710)X_2 + (-1610)X_3 &= 0 \\ -15976.8X_2 - 1610X_3 &= 100 \end{aligned} \quad (4.17)$$

Persamaan (c)

$$\begin{aligned} (-1610)X_2 + (-1.68(10404) + 1610)X_3 &= 0 \\ -1610X_2 - 15868.7X_3 &= 0 \end{aligned} \quad (4.18)$$

Persamaan (4.17) dan (4.18) kemudian disubstitusikan untuk mendapatkan nilai *mode shape* Φ_3

$$\Phi_3 = \begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 1 \\ -0.22 \\ 0.217 \end{Bmatrix}$$

c. $n = 3000$

$$M_3 = 0.0006 \text{ Kg} \times 3000$$

$$= 1.8 \text{ Kg}$$

$$M_2 = 0.02 \text{ Kg} + M_3$$

$$= 1.82 \text{ Kg}$$

$$\begin{bmatrix} -m_1\omega^2 + (k_0 + k_1 + k_2 + k_3) & -k_3 & 0 \\ -k_3 & -m_2\omega^2 + (k_3 + k_4) & -k_4 \\ 0 & -k_4 & -m_3\omega^2 + k_4 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} -4\omega^2 + (500 + 600 + 600 + 100) & -100 & 0 \\ -100 & -1.82\omega^2 + (100 + 1725) & -1725 \\ 0 & -1725 & -1.8\omega^2 + 1725 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

Karena $\lambda = \omega^2$, maka :

$$\det \begin{bmatrix} -4\lambda + 1800 & -100 & 0 \\ -100 & -1.82\lambda + 1825 & -1725 \\ 0 & -1725 & -1.8\lambda + 1725 \end{bmatrix} = 0$$

$$\begin{aligned} & [(-4\lambda + 1800)(-1.82\lambda + 1825)(-1.8\lambda + 1725)] - [(-4\lambda + 1800)(-1725)(-1725) + (-1.8\lambda + 1725)(-100)(-100)] = 0 \\ & (7.28\lambda^2 - 7300\lambda - 3276\lambda + 3.285E6)(-1.8\lambda + 1725) - \\ & (-1.1902E7\lambda + 5.356E9 - 18000\lambda + 1.725E7) = 0 \\ & -13.104\lambda^3 + 19036.8\lambda^2 - 12.238E6\lambda + 2.93E8 = 0 \end{aligned}$$

Sehingga didapatkan nilai λ_1, λ_2 , dan λ_3 adalah :

$$\lambda_1 = 96.04 \quad \rightarrow \quad \omega_{n1} = 9.7 \text{ rad/s}$$

$$\lambda_2 = 462.25 \quad \rightarrow \quad \omega_{n2} = 21.5 \text{ rad/s}$$

$$\lambda_3 = 13225 \quad \rightarrow \quad \omega_{n3} = 115 \text{ rad/s}$$

Dari ketiga nilai lamda diatas, dapat dihitung *mode shape* dari sistem utama yang telah ditambahkan CPVA dengan memasukkan nilai lamda ke dalam persamaan matriks analisa fundamental seperti dibawah ini

$$\text{Persamaan (a)} : (-4\lambda + 1800)X_1 + (-100)X_2 = 0 \quad (4.19)$$

$$\text{Persamaan (b)} : (-100)X_1 + (-1.82\lambda + 1825)X_2 + (-1725)X_3 = 0 \quad (4.20)$$

$$\text{Persamaan (c)} : (-1725)X_2 + (-1.8\lambda + 1725)X_3 = 0 \quad (4.21)$$

- **Kondisi $\lambda_1 = 96.04$**

Misal $X_1 = 1$

Persamaan (b)

$$(-100)X_1 + (-1.82(96.04) + 1825)X_2 + (-1725)X_3 = 0$$

$$1650.2 X_2 - 1725 X_3 = 100 \quad (4.22)$$

Persamaan (c)

$$(-1725)X_2 + (-1.8(96.04) + 1725)X_3 = 0$$

$$-1725 X_2 + 1552.12 X_3 = 0 \quad (4.23)$$

Persamaan (4.13) dan (4.14) kemudian disubstitusi untuk mendapatkan nilai *mode shape* \emptyset_1

$$\emptyset_1 = \begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0.028 \\ 1 \\ 0.99 \end{Bmatrix}$$

- **Kondisi $\lambda_2 = 462.25$**

Misal $X_1 = 1$

Persamaan (b)

$$(-100)X_1 + (-1.82(462.25) + 1825)X_2 + (-1725)X_3 = 0$$

$$983.7 X_2 - 1725 X_3 = 100 \quad (4.24)$$

Persamaan (c)

$$\begin{aligned} (-1725)X_2 + (-1.8(462.25) + 1725)X_3 &= 0 \\ -1725 X_2 + 892.95 X_3 &= 0 \end{aligned} \quad (4.25)$$

Persamaan (4.24) dan (4.25) kemudian disubstitusi untuk mendapatkan nilai *mode shape* \emptyset_2

$$\emptyset_2 = \begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 1 \\ -0.065 \\ -0.065 \end{Bmatrix}$$

- **Kondisi $\lambda_3 = 13225$**

Misal $X_1 = 1$

Persamaan (b)

$$\begin{aligned} (-100) X_1 + (-1.82 (13225) + 1825)X_2 + (-1725)X_3 &= 0 \\ -22244.5 X_2 - 1725 X_3 &= 100 \end{aligned} \quad (4.26)$$

Persamaan (c)

$$\begin{aligned} (-1725)X_2 + (-1.8(13225) + 1725)X_3 &= 0 \\ -1725 X_2 - 22080 X_3 &= 0 \end{aligned} \quad (4.27)$$

Persamaan (4.26) dan (4.27) kemudian disubstitusi untuk mendapatkan nilai *mode shape* \emptyset_3

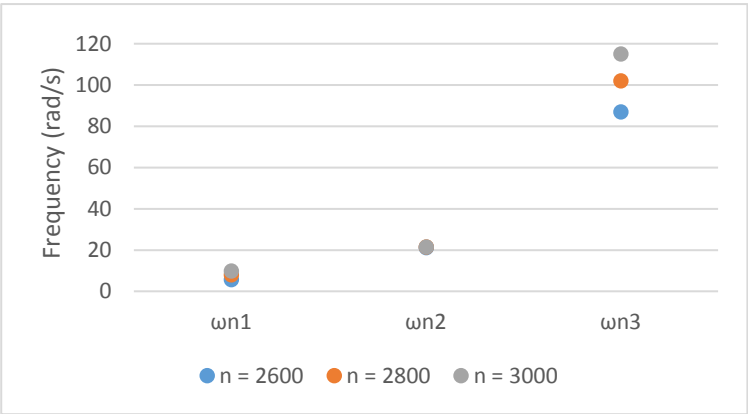
$$\emptyset_3 = \begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 1 \\ -0.257 \\ 0.253 \end{Bmatrix}$$

Berdasarkan perhitungan yang telah dilakukan diatas, nilai frekuensi natural dari sistem dengan variasi jumlah *piezoelectric* dapat dilihat pada Tabel 4.4 dibawah ini. Berdasarkan Tabel 4.4, penambahan CPVA dapat menggeser nilai frekuensi natural dari sistem utama.

Tabel 4.1 Frekuensi natural sistem yang telah ditambahkan CPVA

| Jumlah PZT (n) | $M_3 = (n \times 0.0006) \text{ Kg}$ | $M_2 = (0.02 + M_3) \text{ Kg}$ | Frekuensi natural sistem utama tanpa CPVA (rad/s) | Frekuensi natural sistem dengan CPVA (rad/s) | | |
|----------------|--------------------------------------|---------------------------------|---|--|---------------|---------------|
| | | | | ω_{n1} | ω_{n2} | ω_{n3} |
| 2600 | 1.56 | 1.58 | 20.61 | 5.6 | 21.2 | 87 |
| 2800 | 1.68 | 1.7 | | 7.9 | 21.4 | 102 |
| 3000 | 1.8 | 1.82 | | 9.7 | 21.5 | 115 |

Dari data di atas maka dapat dibuat grafik seperti tampak pada gambar berikut



Gambar 4.7 Grafik frekuensi natural sistem utama dengan CPVA menggunakan variasi jumlah *piezoelectric*

4.4 Analisa Pemodelan

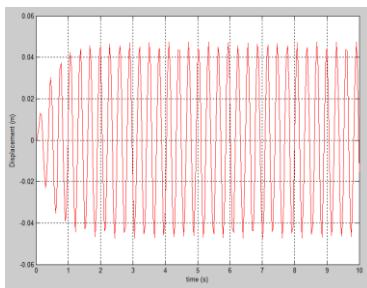
Pemodelan yang dijalankan menggunakan program Simulink dalam bentuk blok diagram. *Input* yang diberikan adalah variasi amplitudo eksitasi, frekuensi operasi, dan jumlah *cantilever piezoelectric*. Sedangkan *output* dari simulasi adalah persentase

reduksi displacement sistem utama (X_1), voltase, arus, dan daya keluaran dari *piezoelctric*.

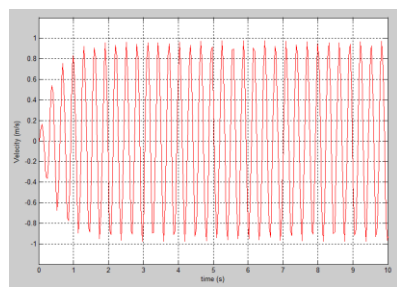
4.4.1 Pemodelan Sistem Utama Tanpa CPVA

4.4.1.1 Respon Perpindahan, Kecepatan, dan Percepatan Sistem Utama

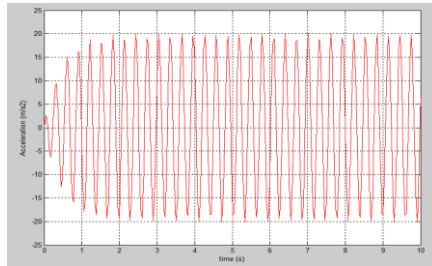
Pemodelan yang dilakukan menggunakan dua macam variasi yaitu variasi amplitudo eksitasi dan variasi frekuensi operasi. Variasi amplitudo eksitasi yang digunakan dalam simulasi ini adalah 0.025 m, 0.030 m, dan 0.035 m. Sedangkan frekuensi yang digunakan adalah frekuensi natural dari sistem utama, yaitu sebesar 20.61 rad/s. Frekuensi selanjutnya adalah frekuensi panen yang bersumber dari penelitian Galal [2], dimana frekuensi panen berada pada rasio frekuensi operasi-DVA (ω_f / ω_{abs}) sebesar 1.07, sehingga didapatkan frekuensi panen sebesar 22.05 rad/s. Frekuensi terakhir adalah frekuensi lembah, frekuensi ini merupakan frekuensi yang berada di luar rentang rasio frekuensi resonansi. Berdasarkan grafik *transmissibility* resonansi yang bersumber dari buku “Mechanical Vibrations” oleh Rao [6], *range* frekuensi resonansi adalah 0.9 - 1.1, sehingga frekuensi yang dianggap memenuhi adalah senilai 25 rad/s. Gambar dibawah ini merupakan hasil dari simulasi respon perpindahan, kecepatan, dan percepatan massa utama. Simulasi dilakukan dengan menggunakan variasi amplitudo eksitasi 0.035 m dan frekuensi operasi 20.61 rad/s.



(a)



(b)

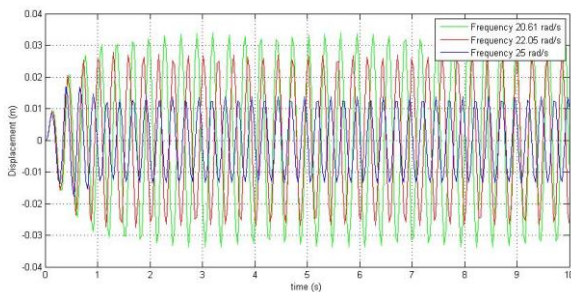


(c)

Gambar 4.8 Grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, dan (c) percepatan dari massa utama tanpa CPVA.

Gambar 4.8 diatas merupakan grafik respon yang ditunjukkan oleh massa utama tanpa CPVA yang disimulasikan pada amplitudo 0.035 m dan frekuensi 20.61 rad/s. Gambar 4.8(a) menunjukkan respon perpindahan dari massa utama yang mencapai kondisi *steady state* pada detik ke-3. Gambar 4.8(b) menunjukkan respon kecepatan dari massa utama yang mencapai kondisi *steady state* pada detik ke-3. Sedangkan gambar 4.8(c) menunjukkan respon percepatan dari massa utama yang berada pada kondisi *steady state* pada detik ke-2.

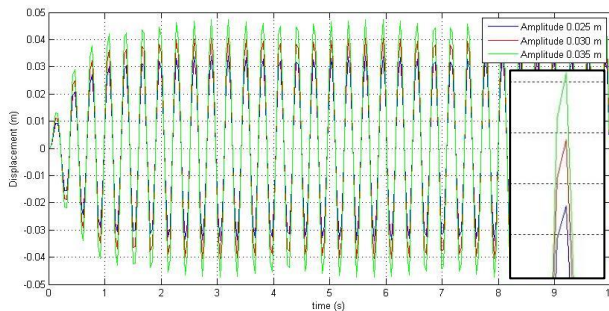
4.4.1.2 Respon Perpindahan Massa Utama Tanpa CPVA Terhadap Variasi Frekuensi



Gambar 4.9 Grafik respon perpindahan dari sistem utama dengan variasi frekuensi operasi.

Gambar 4.9 diatas merupakan grafik respon perpindahan yang ditunjukkan oleh massa utama tanpa CPVA yang disimulasikan pada amplitudo 0.025 m. Garis hijau menunjukkan respon perpindahan massa utama yang dioperasikan pada frekuensi natural, yaitu 20.61 rad/s. Garis merah menunjukkan respon perpindahan massa utama yang dioperasikan pada frekuensi 22.05 rad/s. Sedangkan garis biru menunjukkan respon perpindahan dari massa utama yang dioperasikan pada frekuensi 25 rad/s. Dapat dilihat pada grafik bahwa respon perpindahan dari massa utama akan mengalami penurunan ketika frekuensi operasi semakin jauh dari frekuensi natural sistem.

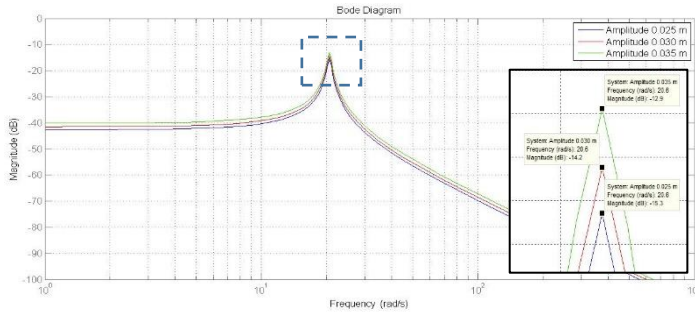
4.4.1.3 Respon Perpindahan Massa Utama Tanpa CPVA Terhadap Variasi Amplitudo



Gambar 4.10 Grafik respon perpindahan dari massa utama dengan variasi amplitudo.

Gambar 4.10 diatas merupakan grafik respon perpindahan yang ditunjukkan oleh massa utama tanpa CPVA yang disimulasikan pada frekuensi natural, yaitu 20.61 rad/s. Garis biru menunjukkan respon perpindahan massa utama yang dioperasikan pada amplitudo 0.025 m. Garis merah menunjukkan respon perpindahan massa utama yang dioperasikan pada amplitudo 0.030 m. Sedangkan garis hijau menunjukkan respon perpindahan dari massa utama yang dioperasikan pada amplitudo 0.035 m. Dapat

dilihat pada grafik bahwa respon perpindahan dari massa utama akan mengalami penurunan ketika amplitudo eksitasi yang diberikan juga semakin kecil. Dibawah ini merupakan grafik *bode diagram* dari sistem utama tanpa CPVA dengan variasi amplitudo.



Gambar 4.11 *Bode diagram* sistem utama tanpa CPVA dengan variasi amplitudo

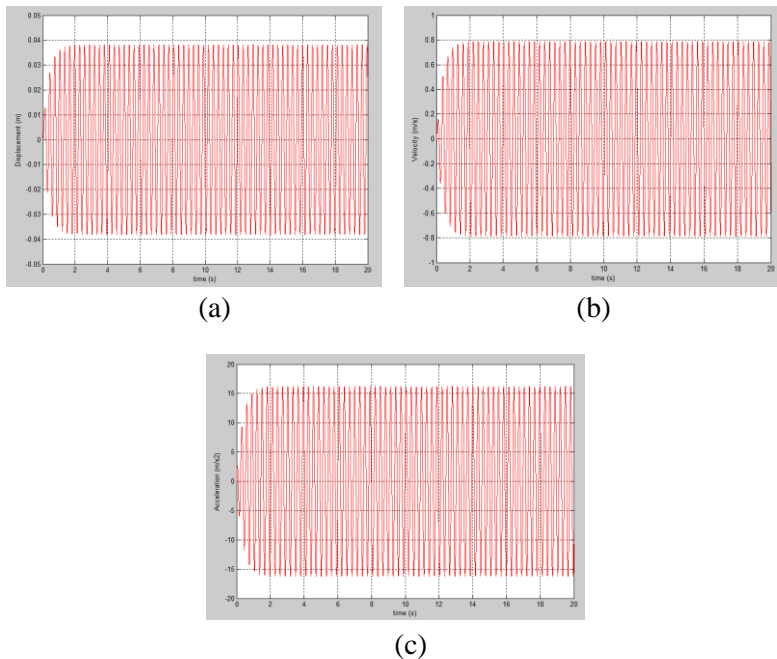
Gambar 4.11 diatas merupakan *bode diagram* yang menunjukkan *gain* antara *input* dan *output* sistem dalam bentuk *magnitude*. Perbesaran terbesar terjadi ketika frekuensi senilai 20.6 rad/s. Garis biru menunjukkan *gain* dari sistem utama ketika diberi *input* amplitudo sebesar 0.035 m. Garis hijau menunjukkan *gain* dari sistem utama ketika diberi *input* amplitudo sebesar 0.03 m. Sedangkan garis merah menunjukkan *gain* dari sistem utama ketika diberi *input* amplitudo sebesar 0.025 m. Sehingga dapat dilihat dari grafik bahwa semakin kecil amplitudo *input* akan menghasilkan *gain* yang lebih rendah.

4.4.2 Pemodelan Sistem Utama dengan CPVA (Jumlah *Piezoelectric* Tetap)

4.4.2.1 Respon Perpindahan, Kecepatan, dan Percepatan Sistem Utama

Pemodelan yang dilakukan menggunakan tiga macam variasi, yaitu variasi amplitudo eksitasi, variasi frekuensi operasi,

dan variasi jumlah *piezoelectric*. Simulasi yang dilakukan memiliki *time stop* selama 20 detik. Gambar dibawah ini merupakan hasil dari simulasi respon perpindahan, kecepatan, dan percepatan massa utama. Simulasi dilakukan dengan menggunakan variasi amplitudo eksitasi 0.035 m, frekuensi operasi 20.61 rad/s, dan jumlah *piezoelectric* 2600 buah.

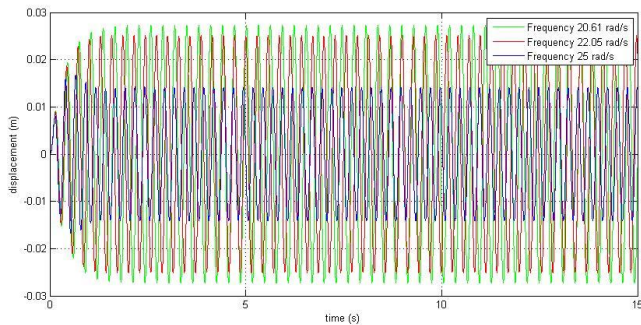


Gambar 4.12 Grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, dan (c) percepatan dari massa utama dengan CPVA.

Gambar 4.12 diatas merupakan grafik respon yang ditunjukkan oleh massa utama yang telah ditambah dengan CPVA. Pemodelan disimulasikan pada amplitudo 0.035 m, frekuensi 20.61 rad/s, dan jumlah *piezoelectric* 2600 buah. Gambar 4.12 (a) menunjukkan respon perpindahan dari massa utama yang mencapai kondisi *steady state* pada detik ke-2. Gambar 4.12(b)

menunjukkan respon kecepatan dari massa utama yang mencapai kondisi *steady state* pada detik ke-2. Sedangkan gambar 4.12(c) menunjukkan respon percepatan dari sistem massa yang berada pada kondisi *steady state* pada detik ke-2.

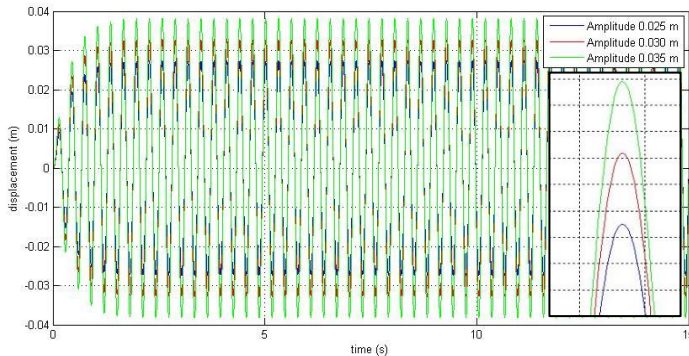
4.4.2.2 Respon Perpindahan Massa Utama dengan CPVA Terhadap Variasi Frekuensi



Gambar 4.13 Grafik respon perpindahan dari massa utama yang telah ditambahkan CPVA dengan variasi frekuensi operasi.

Gambar 4.13 diatas merupakan grafik respon perpindahan yang ditunjukkan oleh massa utama yang telah ditambahkan dengan CPVA. Simulasi dilakukan pada amplitudo 0.025 m dan jumlah *piezoelectric* 2600 buah. Garis hijau menunjukkan respon perpindahan massa utama yang dioperasikan pada frekuensi 20.61 rad/s. Garis merah menunjukkan respon perpindahan massa utama yang dioperasikan pada frekuensi 22.05 rad/s. Sedangkan garis biru menunjukkan respon perpindahan dari massa utama yang dioperasikan pada frekuensi 25 rad/s. Dapat dilihat pada grafik bahwa respon perpindahan dari massa utama akan mengalami penurunan ketika frekuensi operasi semakin jauh dari salah satu frekuensi natural sistem, yaitu 21.2 rad/s.

4.4.2.3 Respon Perpindahan Massa Utama dengan CPVA Terhadap Variasi Amplitudo

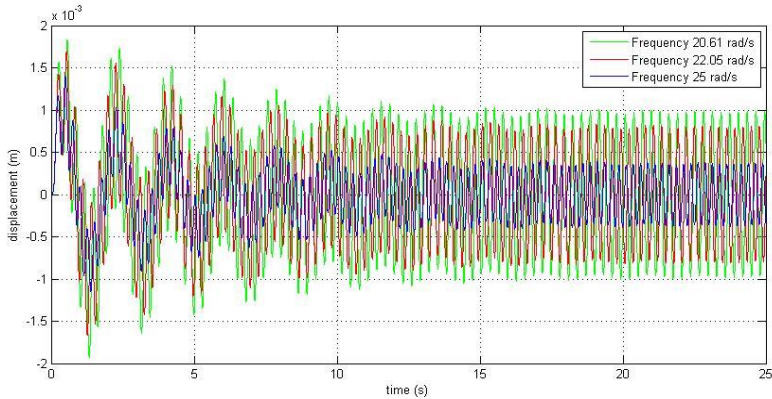


Gambar 4.14 Grafik respon perpindahan dari massa utama yang telah ditambahkan CPVA dengan variasi amplitudo.

Gambar 4.14 diatas merupakan grafik respon perpindahan yang ditunjukkan oleh massa utama yang telah ditambahkan dengan CPVA. Simulasi dilakukan pada frekuensi 20.61 rad/s dan jumlah *piezoelectric* 2600 buah. Garis biru menunjukkan respon perpindahan massa utama yang dioperasikan pada amplitudo 0.025 m. Garis merah menunjukkan respon perpindahan massa utama yang dioperasikan pada amplitudo 0.030 m. Sedangkan garis hijau menunjukkan respon perpindahan dari massa utama yang dioperasikan pada amplitudo 0.035 m. Dapat dilihat pada grafik bahwa respon perpindahan dari massa utama akan mengalami penurunan ketika amplitudo eksitasi yang diberikan juga semakin kecil.

4.4.2.4. Respon dari Massa Absorber CPVA

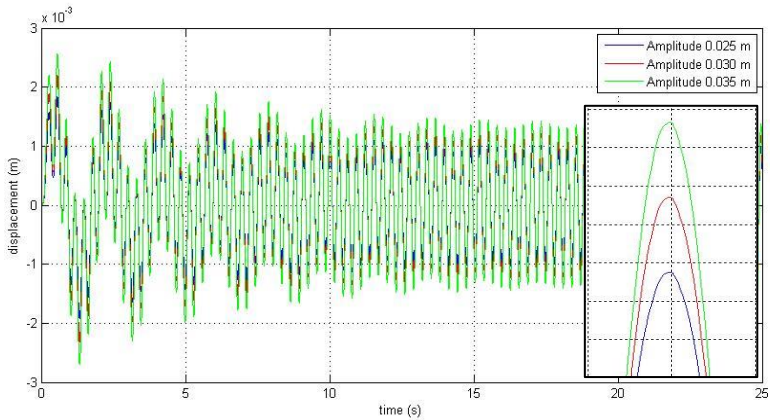
4.4.2.4.1 Respon Massa Absorber Terhadap Variasi Frekuensi



Gambar 4.15 Grafik respon perpindahan dari massa absorber dengan variasi frekuensi operasi.

Gambar 4.15 diatas merupakan grafik respon perpindahan yang ditunjukkan oleh massa absorber dari CPVA. Simulasi dilakukan pada amplitudo 0.025 m dan jumlah *piezoelectric* 2600 buah. Garis hijau menunjukkan respon perpindahan massa absorber ketika dioperasikan pada frekuensi 20.61 rad/s. Garis merah menunjukkan respon perpindahan massa absorber yang dioperasikan pada frekuensi 22.05 rad/s. Sedangkan garis biru menunjukkan respon perpindahan dari massa absorber yang dioperasikan pada frekuensi 25 rad/s. Dapat dilihat pada grafik bahwa respon perpindahan dari massa absorber akan mengalami penurunan ketika frekuensi operasi semakin jauh dari salah satu frekuensi natural sistem, yaitu 21.2 rad/s.

4.4.2.4.2 Respon Perpindahan Massa Absorber Terhadap Variasi Amplitudo

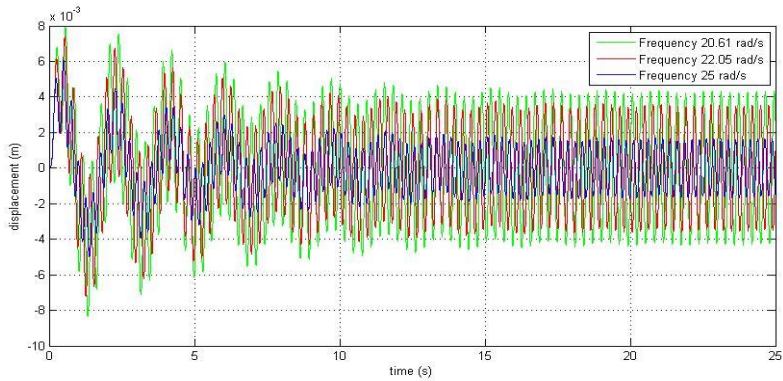


Gambar 4.16 Grafik respon perpindahan dari massa absorber dengan variasi amplitudo

Gambar 4.16 diatas merupakan grafik respon perpindahan yang ditunjukkan oleh massa absorber dari CPVA. Simulasi dilakukan pada frekuensi 20.61 rad/s dan jumlah *piezoelectric* 2600 buah. Garis biru menunjukkan respon perpindahan massa absorber yang dioperasikan pada amplitudo 0.025 m. Garis merah menunjukkan respon perpindahan massa absorber yang dioperasikan pada amplitudo 0.030 m. Sedangkan garis hijau menunjukkan respon perpindahan dari massa absorber yang dioperasikan pada amplitudo 0.035 m. Dapat dilihat pada grafik bahwa respon perpindahan dari massa absorber akan mengalami penurunan ketika amplitudo eksitasi yang diberikan juga semakin kecil.

4.4.2.5. Respon dari Massa *Piezoelectric*

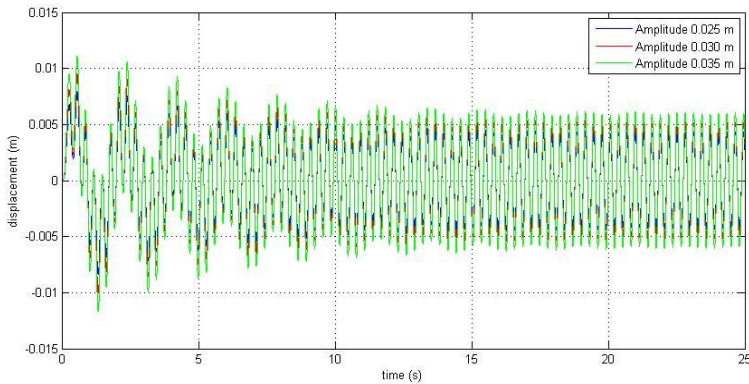
4.4.2.5.1 Respon Perpindahan Massa *Piezoelectric* Terhadap Variasi Frekuensi



Gambar 4.17 Grafik respon perpindahan dari massa *piezoelectric* dengan variasi frekuensi

Gambar 4.17 diatas merupakan grafik respon perpindahan yang ditunjukkan oleh massa *cantilever piezoelectric*. Simulasi dilakukan pada amplitudo 0.025 m dan jumlah *piezoelectric* 2600 buah. Garis hijau menunjukkan respon perpindahan massa *piezoelectric* ketika dioperasikan pada frekuensi 20.61 rad/s. Garis merah menunjukkan respon perpindahan massa *piezoelectric* yang dioperasikan pada frekuensi 22.05 rad/s. Sedangkan garis biru menunjukkan respon perpindahan dari massa *piezoelectric* yang dioperasikan pada frekuensi 25 rad/s. Dapat dilihat pada grafik bahwa respon perpindahan dari massa *piezoelectric* akan mengalami penurunan ketika frekuensi operasi semakin jauh dari salah satu frekuensi natural sistem, yaitu 21.2 rad/s.

4.4.2.5.2 Respon Perpindahan Massa *Piezoelectric* Terhadap Variasi Amplitudo

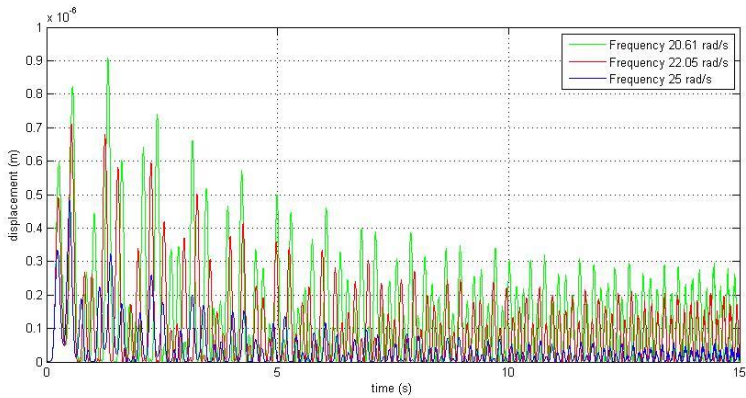


Gambar 4.18 Grafik respon perpindahan dari massa *piezoelectric* dengan variasi amplitudo

Gambar 4.18 diatas merupakan grafik respon perpindahan yang ditunjukkan oleh massa *piezoelectric*. Simulasi dilakukan pada frekuensi 20.61 rad/s dan jumlah *piezoelectric* 2600 buah. Garis biru menunjukkan respon perpindahan massa *piezoelectric* yang dioperasikan pada amplitudo 0.025 m. Garis merah menunjukkan respon perpindahan massa *piezoelectric* yang dioperasikan pada amplitudo 0.030 m. Sedangkan garis hijau menunjukkan respon perpindahan dari massa *piezoelectric* yang dioperasikan pada amplitudo 0.035 m. Dapat dilihat pada grafik bahwa respon perpindahan dari massa *piezoelectric* akan mengalami penurunan ketika amplitudo eksitasi yang diberikan juga semakin kecil.

4.4.2.6. Energi Listrik Bangkitan dari *Piezoelectric*

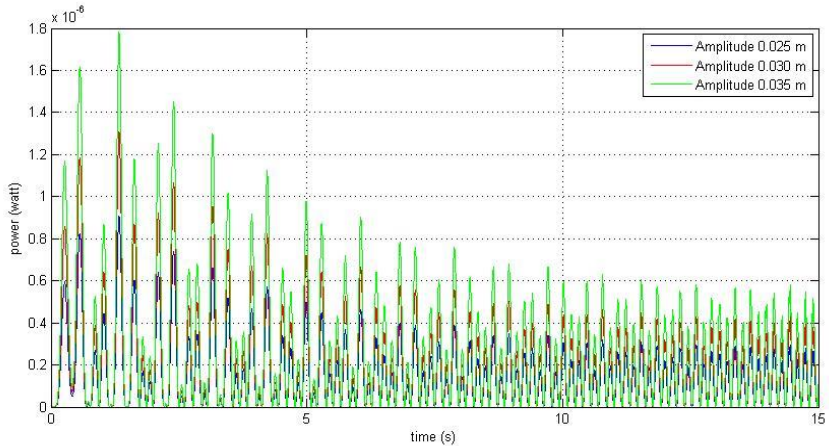
4.4.2.6.1 Energi Listrik Terhadap Variasi Frekuensi



Gambar 4.19 Grafik energi bangkitan dari *piezoelectric* dengan variasi frekuensi

Gambar 4.19 diatas merupakan grafik energi bangkitan listrik dari *cantilever piezoelectric*. Simulasi dilakukan pada amplitudo 0.025 m dan jumlah *piezoelectric* 2600 buah. Garis hijau menunjukkan energi listrik yang dihasilkan ketika sistem dioperasikan pada frekuensi 20.61 rad/s. Garis merah menunjukkan energi listrik yang dihasilkan ketika sistem dioperasikan pada frekuensi 22.05 rad/s. Sedangkan garis biru menunjukkan energi listrik yang dihasilkan ketika sistem dioperasikan pada frekuensi 25 rad/s. Dapat dilihat pada grafik bahwa energi bangkitan listrik akan mengalami penurunan ketika frekuensi operasi semakin jauh dari salah satu frekuensi natural sistem, yaitu 21.2 rad/s.

4.4.2.6.2 Energi Listrik Terhadap Variasi Amplitudo

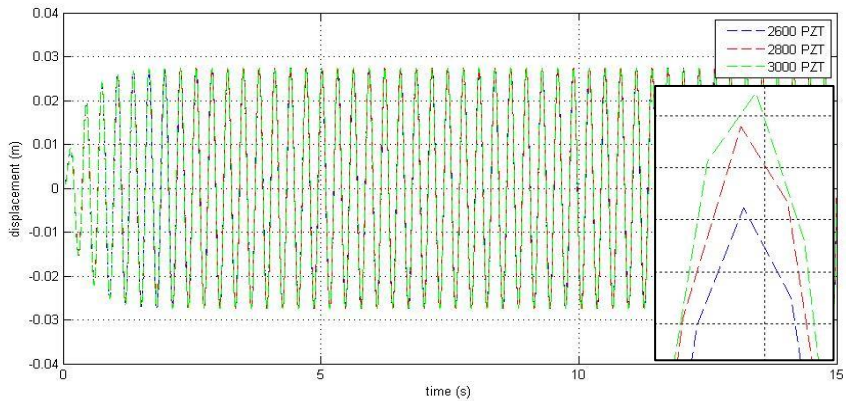


Gambar 4.20 Grafik energi bangkitan dari *piezoelectric* dengan variasi amplitudo

Gambar 4.20 diatas merupakan grafik energi bangkitan listrik dari *cantilever piezoelectric*. Simulasi dilakukan pada frekuensi 20.61 rad/s dan jumlah *piezoelectric* 2600 buah. Garis biru menunjukkan energi listrik yang dihasilkan ketika sistem dioperasikan pada amplitudo 0.025 m. Garis merah menunjukkan energi listrik yang dihasilkan ketika sistem dioperasikan pada amplitudo 0.030 m. Sedangkan garis hijau menunjukkan energi listrik yang dihasilkan ketika sistem dioperasikan pada amplitudo 0.035 m. Dapat dilihat pada grafik bahwa energi listrik yang dihasilkan akan mengalami penurunan ketika amplitudo eksitasi yang diberikan juga semakin kecil.

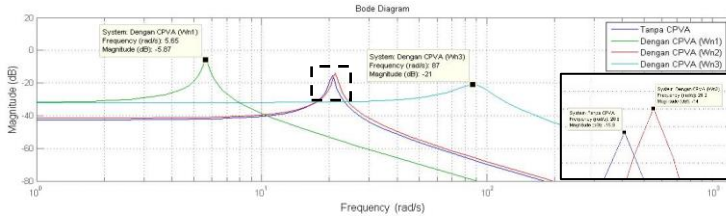
4.4.3 Pemodelan Sistem Utama dengan CPVA (Jumlah *Piezoelectric* Divariasikan)

4.4.3.1 Respon Massa Utama dengan Variasi Jumlah *Piezoelectric*

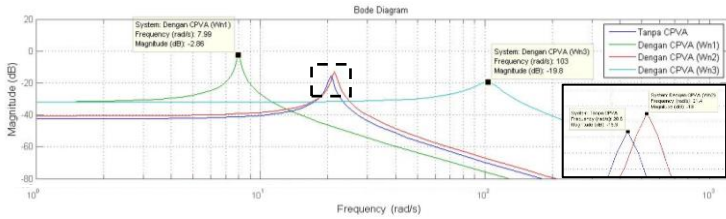


Gambar 4.21 Grafik respon massa utama dengan variasi jumlah *piezoelectric*

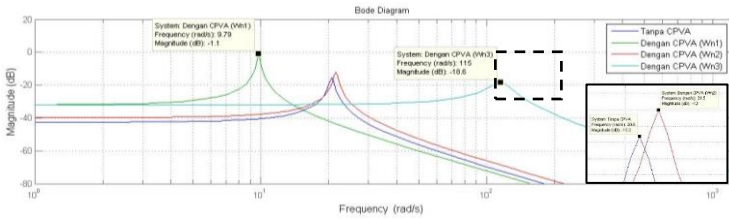
Gambar 4.21 diatas merupakan grafik respon perpindahan yang ditunjukkan oleh massa utama yang telah ditambahkan dengan CPVA. Simulasi dilakukan pada frekuensi 20.61 rad/s dan amplitudo 0.025 m. Garis biru menunjukkan respon perpindahan massa utama dengan variasi jumlah *piezoelectric* 2600 buah. Garis merah menunjukkan respon perpindahan massa utama dengan variasi jumlah *piezoelectric* 2800 buah. Sedangkan garis hijau menunjukkan respon perpindahan dari massa utama dengan variasi jumlah *piezoelectric* 3000 buah. Dapat dilihat pada grafik bahwa respon perpindahan dari massa utama akan mengalami penurunan ketika jumlah *piezoelectric* juga semakin sedikit. Dibawah ini merupakan *bode diagram* dari sistem utama yang telah ditambahkan CPVA. Sistem diberikan *input* amplitudo 0.025 dan variasi jumlah *piezoelectric*.



(a)



(b)



(c)

Gambar 4.22 Bode diagram dari sistem utama yang ditambah dengan CPVA dengan (a) jumlah *piezoelectric* 2600, (b) jumlah *piezoelectric* 2800, dan (c) jumlah *piezoelectric* 3000.

Gambar 4.22 diatas merupakan grafik *bode diagram* dari sistem utama yang dioperasikan pada amplitudo 0.025 m. Gambar 4.22(a) menunjukkan *bode diagram* dari massa utama dengan variasi jumlah *piezoelectric* 2600 buah. Gambar 4.22(b) menunjukkan *bode diagram* dari massa utama dengan variasi jumlah *piezoelectric* 2800 buah. Gambar 4.22(c) menunjukkan *bode diagram* dari massa utama dengan variasi jumlah

piezoelectric 3000 buah. Berdasarkan masing-masing *bode digram* dapat diketahui persentase reduksi respon *displacement* dari sistem utama terhadap variasi jumlah *piezoelectric* dengan perhitungan sebagai berikut :

a. $n = 2600$

$$\begin{aligned} \% \text{ red} &= \left| \frac{\text{Magnitude tanpa CPVA saat frek 20.61} - \text{Magnitude dengan CPVA saat frek 20.61}}{\text{Magnitude tanpa CPVA saat frek 20.61}} \right| \times 100\% \\ &= \left| \frac{-15.3 - (-18.5)}{-15.3} \right| \times 100\% \\ &= 20.9\% \end{aligned}$$

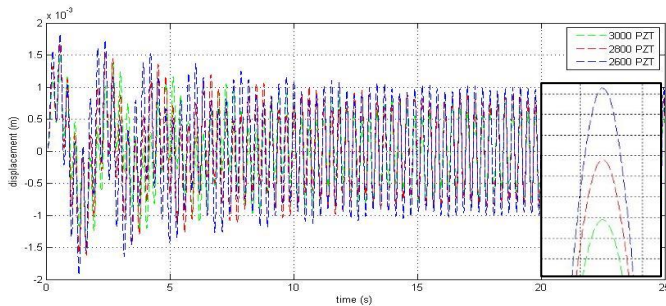
b. $n = 2800$

$$\begin{aligned} \% \text{ red} &= \left| \frac{\text{Magnitude tanpa CPVA saat frek 20.61} - \text{Magnitude dengan CPVA saat frek 20.61}}{\text{Magnitude tanpa CPVA saat frek 20.61}} \right| \times 100\% \\ &= \left| \frac{-15.3 - (-18.5)}{-15.3} \right| \times 100\% \\ &= 20.9\% \end{aligned}$$

c. $n = 3000$

$$\begin{aligned} \% \text{ red} &= \left| \frac{\text{Magnitude tanpa CPVA saat frek 20.61} - \text{Magnitude dengan CPVA saat frek 20.61}}{\text{Magnitude tanpa CPVA saat frek 20.61}} \right| \times 100\% \\ &= \left| \frac{-15.3 - (-18.6)}{-15.3} \right| \times 100\% \\ &= 21.5\% \end{aligned}$$

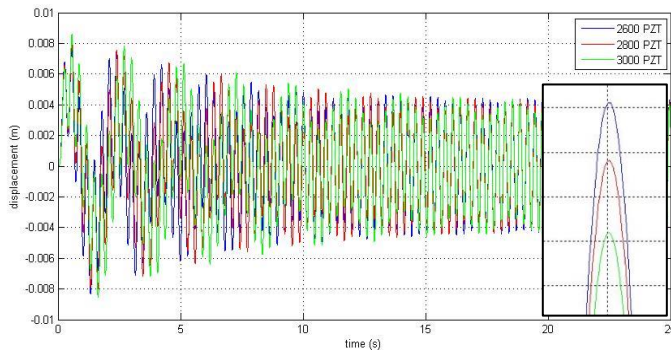
4.4.3.2 Respon Massa Absorber dengan Variasi Jumlah *Piezoelectric*



Gambar 4.23 Grafik respon massa absorber dengan variasi jumlah *piezoelectric*

Gambar 4.23 diatas merupakan grafik respon perpindahan yang ditunjukkan oleh massa absorber dari CPVA. Simulasi dilakukan pada frekuensi 20.61 rad/s dan amplitudo 0.025 m. Garis biru menunjukkan respon perpindahan massa absorber dengan variasi jumlah *piezoelectric* 2600 buah. Garis merah menunjukkan respon perpindahan massa absorber dengan variasi jumlah *piezoelectric* 2800 buah. Sedangkan garis hijau menunjukkan respon perpindahan dari massa absorber dengan variasi jumlah *piezoelectric* 3000 buah. Dapat dilihat pada grafik bahwa respon perpindahan dari massa absorber akan mengalami penurunan ketika jumlah *piezoelectric* semakin banyak.

4.4.3.3 Respon Massa *Piezoelectric* dengan Variasi Jumlah *Piezoelectric*

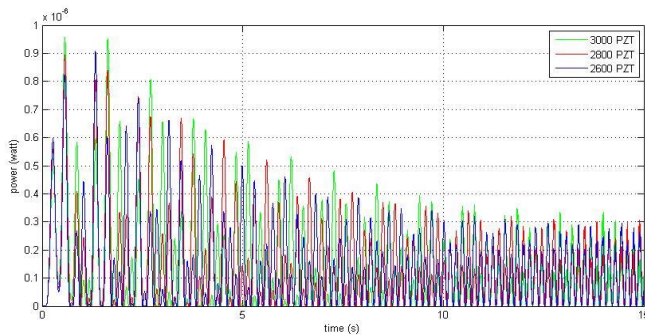


Gambar 4.24 Grafik respon massa *piezoelectric* dengan variasi jumlah *piezoelectric*

Gambar 4.24 diatas merupakan grafik respon perpindahan yang ditunjukkan oleh massa *piezoelectric*. Simulasi dilakukan pada frekuensi 20.61 rad/s dan amplitudo 0.025 m. Garis biru menunjukkan respon perpindahan massa *piezoelectric* dengan variasi jumlah *piezoelectric* 2600 buah. Garis merah menunjukkan respon perpindahan massa *piezoelectric* dengan variasi jumlah *piezoelectric* 2800 buah. Sedangkan garis hijau menunjukkan

respon perpindahan dari massa *piezoelectric* dengan variasi jumlah *piezoelectric* 3000 buah. Dapat dilihat pada grafik bahwa respon perpindahan dari massa *piezoelectric* akan mengalami penurunan ketika jumlah *piezoelectric* semakin banyak.

4.4.3.4 Energi Bangkitan Listrik dengan Variasi Jumlah *Piezoelectric*



Gambar 4.25 Grafik energi bangkitan listrik dengan variasi jumlah *piezoelectric*

Gambar 4.25 diatas merupakan grafik daya bangkitan listrik yang dihasilkan *piezoelectric*. Simulasi dilakukan pada frekuensi 20.61 rad/s dan amplitudo 0.025 m. Garis biru menunjukkan daya bangkitan listrik dengan variasi jumlah *piezoelectric* 2600 buah. Garis merah menunjukkan daya bangkitan listrik dengan variasi jumlah *piezoelectric* 2800 buah. Sedangkan garis hijau menunjukkan daya bangkitan listrik dengan variasi jumlah *piezoelectric* 3000 buah. Dapat dilihat pada grafik bahwa daya bangkitan listrik akan mengalami penurunan ketika jumlah *piezoelectric* semakin sedikit.

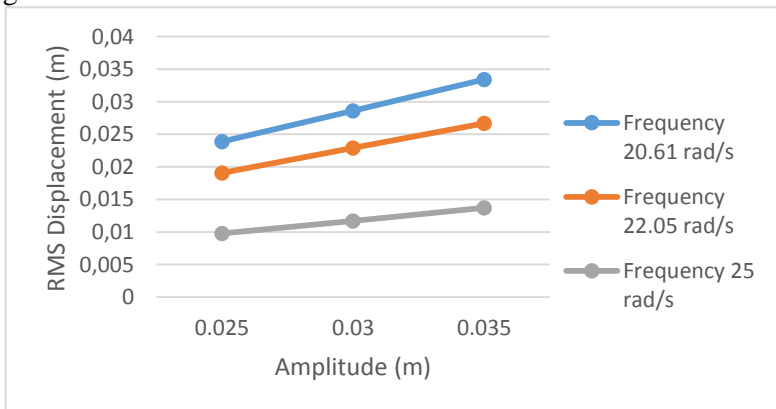
4.5 Pembahasan

4.5.1 Sistem Utama Tanpa CPVA

Tabel 4.2 Nilai RMS Perpindahan, Kecepatan, dan Percepatan dari Massa Utama Sebelum Ditambahkan CPVA

| Amplitudo (m) | Frequency (rad/s) | RMS Displacement (m) | RMS Velocity (m/s) | RMS Acceleration (m/s ²) |
|---------------|-------------------|----------------------|--------------------|--------------------------------------|
| 0.025 | 20.61 | 0,0239 | 0,4822 | 10,1369 |
| | 22.05 | 0,0191 | 0,4153 | 9,2693 |
| | 25 | 0,0098 | 0,2384 | 6,0921 |
| 0.030 | 20.61 | 0,0286 | 0,5858 | 12,1643 |
| | 22.05 | 0,0229 | 0,4984 | 11,1232 |
| | 25 | 0,0117 | 0,2861 | 7,3105 |
| 0.035 | 20.61 | 0,0334 | 0,6835 | 14,1917 |
| | 22.05 | 0,0267 | 0,5814 | 12,977 |
| | 25 | 0,0137 | 0,3338 | 8,529 |

Dari data di atas maka dapat dibuat grafik seperti tampak pada gambar berikut



Gambar 4.26 Grafik respon RMS perpindahan dari massa utama (X_1) tanpa CPVA dengan variasi amplitudo

Dari gambar 4.26 diatas dapat dilihat respon perpindahan dari massa utama (X_1) sebelum ditambahkan dengan CPVA yang dipengaruhi oleh amplitudo. Terlihat grafik memiliki trendline naik. Pada saat frekuensi operasi 20.61 rad/s dan amplitudo sebesar 0.025 m, maka respon X_1 yang didapatkan senilai 0.0239 m. Untuk frekuensi yang sama namun dengan amplitudo sebesar 0.03 m, didapatkan nilai X_1 sebesar 0.0286 m, sedangkan untuk amplitudo sebesar 0.035 m didapatkan nilai X_1 sebesar 0.0334 m. Dari grafik tersebut dapat dilihat bahwa dengan semakin besarnya nilai amplitudo yang diberikan, maka respon perpindahan massa utama juga semakin besar.

Dengan semakin besarnya amplitudo eksitasi, maka nilai gaya input yang diterima oleh massa utama menjadi semakin besar, sehingga perpindahan yang terjadi pada massa utama juga semakin besar. Maka dari itu grafik yang telah didapatkan di atas sudah sesuai dengan teori.

4.5.2 Sistem Utama dengan CPVA (Jumlah *Piezoelectric* Sama)

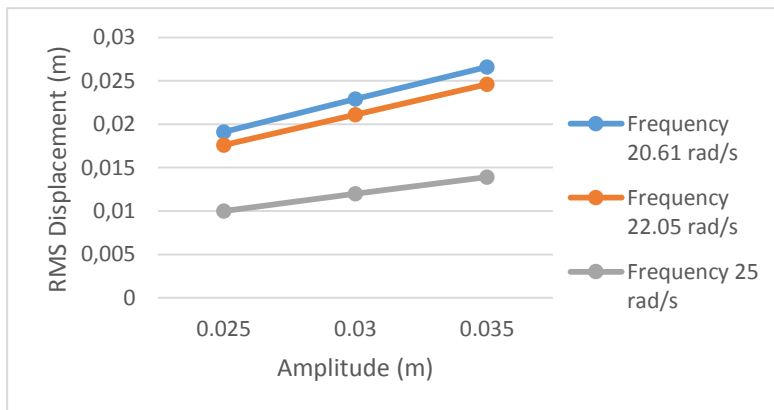
4.5.2.1 Massa Utama

Tabel 4.3 Nilai RMS Perpindahan, Kecepatan, Percepatan dari Massa Utama dan Persentase Reduksi Setelah Ditambahkan CPVA

| Amplitude (m) | Frequency (rad/s) | RMS Displacement (m) | RMS Velocity (m/s) | RMS Acceleration (m/s ²) | Reduction of Displacement (%) |
|---------------|-------------------|----------------------|--------------------|--------------------------------------|-------------------------------|
| 0.025 | 20.61 | 0,0191 | 0,3994 | 8,1083 | 20,08 |
| | 22.05 | 0,0176 | 0,3924 | 8,5444 | 7,85 |
| | 25 | 0,01 | 0,2508 | 6,2248 | -2,04 |
| 0.030 | 20.61 | 0,0229 | 0,4799 | 9,7168 | 19,93 |
| | 22.05 | 0,0211 | 0,4707 | 10,257 | 7,86 |

| | | | | | |
|-------|-------|--------|--------|-------------|-------|
| | 25 | 0,012 | 0,301 | 7,4683 | -2,56 |
| 0.035 | 20.61 | 0,0266 | 0,5612 | 11,307 7 | 20,36 |
| | 22.05 | 0,0246 | 0,5487 | 11,981 6 | 7,87 |
| | 25 | 0,0139 | 0,3514 | 8,7106 | -1,46 |

Dari data di atas maka dapat dibuat grafik seperti tampak pada gambar berikut



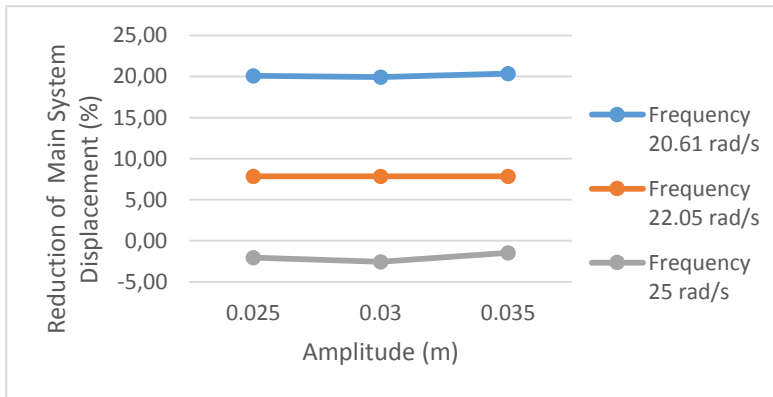
Gambar 4.27 Grafik respon RMS perpindahan dari massa utama (X_1) yang telah ditambahkan CPVA dengan variasi amplitudo

Dari gambar 4.27 diatas dapat dilihat respon perpindahan dari massa utama (X_1) yang telah ditambahkan dengan CPVA dan dipengaruhi oleh amplitudo. Jumlah *piezoelectric* yang digunakan dalam simulasi ini adalah 2600 buah. Terlihat grafik memiliki trendline naik. Pada saat frekuensi operasi 20.61 rad/s dan amplitudo sebesar 0.025 m, maka respon X_1 yang didapatkan senilai 0.0191 m. Untuk frekuensi yang sama namun dengan amplitudo sebesar 0.03 m, didapatkan nilai X_1 sebesar 0.0229 m,

sedangkan untuk amplitudo sebesar 0.035 m didapatkan nilai X_1 sebesar 0.0266 m. Dari grafik tersebut dapat dilihat bahwa dengan semakin besarnya nilai amplitudo yang diberikan, maka respon perpindahan massa utama juga semakin besar.

Dengan semakin besarnya amplitudo eksitasi, maka nilai gaya input yang diterima oleh massa utama menjadi semakin besar, sehingga perpindahan yang terjadi pada massa utama juga semakin besar. Maka dari itu grafik yang telah didapatkan di atas sudah sesuai dengan teori.

Selain itu, dari tabel 4.2 juga dapat dibuat grafik persentase reduksi perpindahan massa utama seperti dibawah ini.



Gambar 4.28 Grafik reduksi respon perpindahan dari massa utama (X_1) dengan variasi amplitudo

Dari gambar 4.28 diatas dapat dilihat reduksi respon perpindahan dari massa utama yang dipengaruhi oleh amplitudo dan frekuensi. Jumlah *piezoelectric* yang digunakan dalam simulasi ini adalah 2600 buah. Terlihat grafik memiliki trendline yang lurus dengan nilai simpangan yang sangat kecil. Pada saat frekuensi operasi 20.61 rad/s dan amplitudo sebesar 0.025 m, reduksi yang didapatkan senilai 20.08 %. Untuk frekuensi yang sama namun dengan amplitudo sebesar 0.03 m, didapatkan nilai

reduksi sebesar 19.93 %, sedangkan untuk amplitudo sebesar 0.035 m didapatkan reduksi sebesar 20.36%. Dari grafik tersebut dapat dilihat bahwa dengan besarnya nilai amplitudo yang diberikan tidak mempengaruhi reduksi respon perpindahan massa utama.

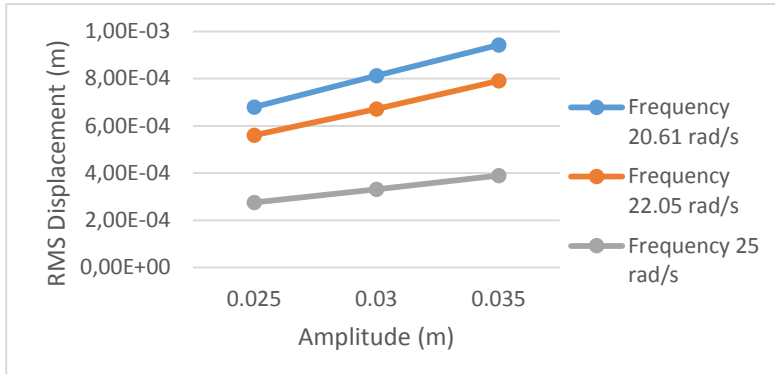
Dengan semakin besarnya amplitudo eksitasi, nilai gaya input yang diterima oleh massa utama menjadi semakin besar. Tetapi hal ini mengakibatkan timbulnya gaya lawan yang juga semakin besar dari sistem absorber, sehingga persentase reduksi perpindahan massa utama menjadi tetap. Berdasarkan teori, persentase reduksi dari perpindahan massa utama bukan ditentukan dari gaya input, melainkan frekuensi operasi dari sistem tersebut. Persentase reduksi semakin naik ketika sistem dioperasikan mendekati frekuensi natural. Maka dari itu grafik yang telah didapatkan di atas sudah sesuai dengan teori.

4.5.2.2 Massa Absorber

Tabel 4.4 Nilai RMS Perpindahan, Kecepatan, dan Percepatan dari Massa Absorber

| Amplitudo (m) | Frequency (rad/s) | RMS Displacement (m) | RMS Velocity (m/s) | RMS Acceleration (m/s ²) |
|---------------|-------------------|----------------------|--------------------|--------------------------------------|
| 0.025 | 20.61 | 6,80E-04 | 0,0146 | 0,3418 |
| | 22.05 | 5,60E-04 | 0,0128 | 0,315 |
| | 25 | 2,76E-04 | 0,0067 | 0,1916 |
| 0.030 | 20.61 | 8,12E-04 | 0,0177 | 0,4074 |
| | 22.05 | 6,72E-04 | 0,0154 | 0,3762 |
| | 25 | 3,31E-04 | 0,008 | 0,2259 |
| 0.035 | 20.61 | 9,43E-04 | 0,0207 | 0,4743 |
| | 22.05 | 7,91E-04 | 0,0179 | 0,4418 |
| | 25 | 3,90E-04 | 0,0093 | 0,265 |

Dari data di atas maka dapat dibuat grafik seperti tampak pada gambar berikut



Gambar 4.29 Grafik respon RMS perpindahan dari massa absorber (X_2) dengan variasi amplitudo

Dari gambar 4.29 diatas dapat dilihat respon perpindahan dari massa absorber (X_2) yang dipengaruhi oleh amplitudo. Jumlah *piezoelectric* yang digunakan dalam simulasi ini adalah 2600 buah. Terlihat grafik memiliki trendline naik. Pada saat frekuensi operasi 20.61 rad/s dan amplitudo sebesar 0.025 m, maka respon X_2 yang didapatkan senilai 6.8E-4 m. Untuk frekuensi yang sama namun dengan amplitudo sebesar 0.03 m, didapatkan nilai X_2 sebesar 8.12E-4 m, sedangkan untuk amplitudo sebesar 0.035 m didapatkan nilai X_2 sebesar 9.43E-4 m. Dari grafik tersebut dapat dilihat bahwa dengan semakin besarnya nilai amplitudo yang diberikan, maka respon perpindahan massa absorber juga semakin besar.

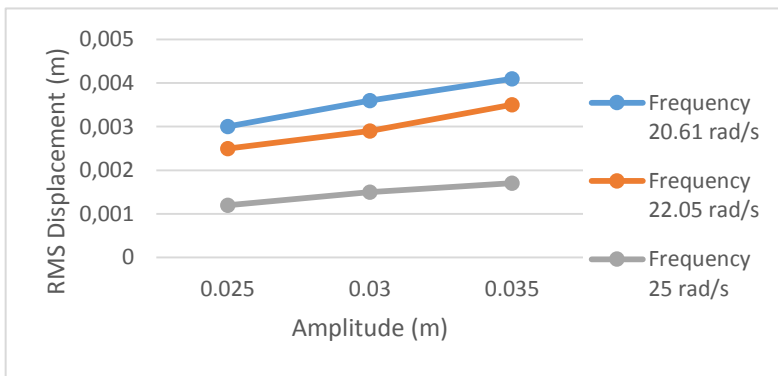
Dengan semakin besarnya amplitudo eksitasi, maka nilai gaya input yang diterima oleh massa utama akan naik, sehingga gaya yang diteruskan menuju massa absorber juga menjadi lebih besar. Hal ini menyebabkan perpindahan yang terjadi pada massa absorber semakin bertambah. Maka dari itu grafik yang telah didapatkan di atas sudah sesuai dengan teori.

4.5.2.3 Massa *Piezoelectric*

Tabel 4.5 Nilai RMS Perpindahan, Kecepatan, dan Percepatan dari Massa *Piezoelectric*

| Amplitudo (m) | Frequency (rad/s) | RMS Displacement (m) | RMS Velocity (m/s) | RMS Acceleration (m/s ²) |
|---------------|-------------------|----------------------|--------------------|--------------------------------------|
| 0.025 | 20.61 | 0,003 | 0,064 | 1,2547 |
| | 22.05 | 0,0025 | 0,0563 | 1,176 |
| | 25 | 0,0012 | 0,0295 | 0,6995 |
| 0.030 | 20.61 | 0,0036 | 0,0772 | 1,4973 |
| | 22.05 | 0,0029 | 0,0676 | 1,4105 |
| | 25 | 0,0015 | 0,0355 | 0,8371 |
| 0.035 | 20.61 | 0,0041 | 0,0905 | 1,7384 |
| | 22.05 | 0,0035 | 0,0785 | 1,6545 |
| | 25 | 0,0017 | 0,0412 | 0,9802 |

Dari data di atas maka dapat dibuat grafik seperti tampak pada gambar berikut



Gambar 4.30 Grafik respon RMS perpindahan dari massa *piezoelectric* (X_3) dengan variasi amplitudo

Dari gambar 4.30 diatas dapat dilihat respon perpindahan dari massa *piezoelectric* (X_3) yang dipengaruhi oleh amplitudo. Jumlah *piezoelectric* yang digunakan dalam simulasi ini adalah 2600 buah. Terlihat grafik memiliki trendline naik. Pada saat frekuensi operasi 20.61 rad/s dan amplitudo sebesar 0.025 m, maka respon X_3 yang didapatkan senilai 0.003 m. Untuk frekuensi yang sama namun dengan amplitudo sebesar 0.03 m, didapatkan nilai X_3 sebesar 0.0036 m, sedangkan untuk amplitudo sebesar 0.035 m didapatkan nilai X_3 sebesar 0.0041 m. Dari grafik tersebut dapat dilihat bahwa dengan semakin besarnya nilai amplitudo yang diberikan, maka respon perpindahan massa *piezoelectric* juga semakin besar.

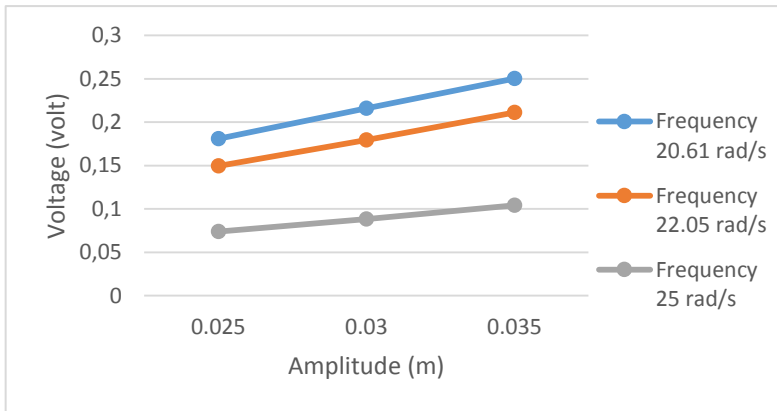
Dengan semakin besarnya amplitudo eksitasi, maka nilai gaya input yang diterima oleh massa utama akan naik, sehingga gaya yang diteruskan menuju massa absorber dan *piezoelectric* juga menjadi lebih besar. Hal ini menyebabkan perpindahan yang terjadi pada massa *piezoelectric* semakin bertambah. Maka dari itu grafik yang telah didapatkan di atas sudah sesuai dengan teori.

4.5.2.4 Energi Bangkitan *Piezoelectric*

Tabel 4.6 Nilai Energi Listrik Bangkitan dari *Piezoelectric*

| Amplitudo (m) | Frequency (rad/s) | RMS of V_p (volt) | RMS of I_{mc} (ampere) | RMS of Power (watt) |
|---------------|-------------------|---------------------|--------------------------|---------------------|
| 0.025 | 20.61 | 0,1811 | 1,30E-06 | 2,08E-07 |
| | 22.05 | 0,1494 | 1,04E-06 | 1,57E-07 |
| | 25 | 0,0738 | 1,06E-06 | 6,80E-08 |
| 0.030 | 20.61 | 0,2161 | 1,12E-06 | 2,76E-07 |
| | 22.05 | 0,1793 | 1,13E-06 | 2,08E-07 |
| | 25 | 0,0885 | 9,56E-07 | 8,73E-08 |
| 0.035 | 20.61 | 0,2501 | 1,19E-06 | 3,52E-07 |
| | 22.05 | 0,211 | 1,12E-06 | 2,69E-07 |
| | 25 | 0,1042 | 9,75E-07 | 1,08E-07 |

Dari data di atas maka dapat dibuat grafik seperti tampak pada gambar berikut

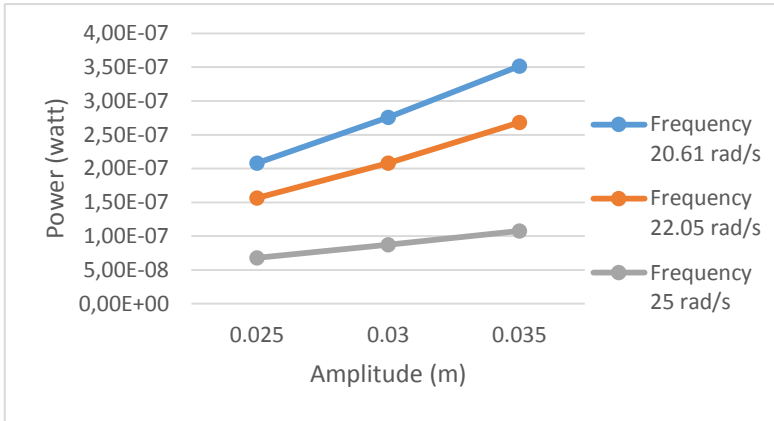


Gambar 4.31 Grafik voltase bangkitan listrik dengan variasi amplitudo

Dari gambar 4.31 diatas dapat dilihat voltase bangkitan listrik dari *piezoelectric* yang dipengaruhi oleh amplitudo. Jumlah *piezoelectric* yang digunakan dalam simulasi ini adalah 2600 buah. Terlihat grafik memiliki trendline naik. Pada saat frekuensi operasi 20.61 rad/s dan amplitudo sebesar 0.025 m, maka voltase yang didapatkan senilai 0.1811 volt. Untuk frekuensi yang sama namun dengan amplitudo sebesar 0.03 m, didapatkan voltase senilai 0.2161 volt, sedangkan untuk amplitudo sebesar 0.035 m didapatkan voltase sebesar 0.2501 volt. Dari grafik tersebut dapat dilihat bahwa dengan semakin besarnya nilai amplitudo yang diberikan, maka voltase bangkitan *piezoelectric* juga menjadi semakin besar.

Dengan bertambahnya amplitudo eksitasi, maka nilai gaya input yang diterima oleh massa utama akan naik, sehingga gaya yang diteruskan menuju massa absorber dan lendutan yang terjadi pada *piezoelectric* juga menjadi semakin besar. Hal ini

menyebabkan voltase bangkitan *piezoelectric* semakin bertambah. Maka dari itu grafik yang telah didapatkan di atas sudah sesuai dengan teori.



Gambar 4.32 Grafik daya bangkitan listrik dengan variasi amplitude

Dari gambar 4.32 diatas dapat dilihat daya bangkitan listrik dari *piezoelectric* yang dipengaruhi oleh amplitudo. Jumlah *piezoelectric* yang digunakan dalam simulasi ini adalah 2600 buah. Terlihat grafik memiliki trendline naik. Pada saat frekuensi operasi 20.61 rad/s dan amplitudo sebesar 0.025 m, maka daya yang didapatkan senilai 2.08E-7 watt. Untuk frekuensi yang sama namun dengan amplitudo sebesar 0.03 m, didapatkan daya senilai 2.76E-7 watt, sedangkan untuk amplitudo sebesar 0.035 m didapatkan daya sebesar 3.52E-7. Dari grafik tersebut dapat dilihat bahwa dengan semakin besarnya nilai amplitudo yang diberikan, maka daya bangkitan listrik juga menjadi semakin besar.

Dengan bertambahnya amplitudo eksitasi, voltase bangkitan *piezoelectric* menjadi semakin besar. Hal ini menyebabkan daya bangkitan listrik juga semakin naik. Maka dari itu grafik yang telah didapatkan di atas sudah sesuai dengan teori.

4.5.3 Pengaruh Jumlah *Piezoelectric* Terhadap Karakteristik CPVA

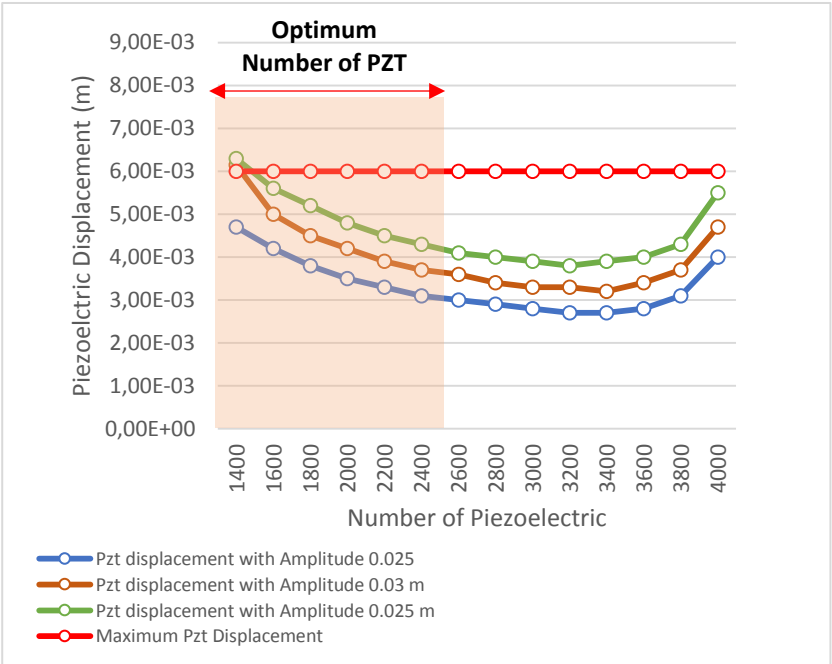
4.5.3.1 Massa Absorber Tetap dan Jumlah *Piezoelectric* Berubah

Tabel 4.7 Nilai Daya Bangkitan terhadap Jumlah *Piezoelectric* dengan Variasi Amplitudo

| Numb of PZT | Amplitude 0.025 | | Amplitude 0.03 | | Amplitude 0.035 | |
|----------------|-----------------------|-----------------|--------------------|-----------------|--------------------|-----------------|
| | X ₃ (m) | Power (watt) | X ₃ (m) | Power (watt) | X ₃ (m) | Power (watt) |
| 1400 | 4,70 E-03 | 4,08E- 07 | 6,15E- 03 | 5,73E- 07 | 6,30E- 03 | 7,18E- 07 |
| 1600 | 4,20 E-03 | 3,31E- 07 | 5,00E- 03 | 4,66E- 07 | 5,60E- 03 | 5,78E- 07 |
| 1800 | 3,80 E-03 | 2,85E- 07 | 4,50E- 03 | 3,86E- 07 | 5,20E- 03 | 4,92E- 07 |
| 2000 | 3,50 E-03 | 2,54E- 07 | 4,20E- 03 | 3,44E- 07 | 4,80E- 03 | 4,44E- 07 |
| 2200 | 3,30 E-03 | 2,32E- 07 | 3,90E- 03 | 3,11E- 07 | 4,50E- 03 | 4,03E- 07 |
| 2400 | 3,10 E-03 | 2,17E- 07 | 3,70E- 03 | 2,91E- 07 | 4,30E- 03 | 3,73E- 07 |
| 2600 | 3,00 E-03 | 2,08E- 07 | 3,60E- 03 | 2,76E- 07 | 4,10E- 03 | 3,52E- 07 |
| 2800 | 2,90 E-03 | 2,00E- 07 | 3,40E- 03 | 2,66E- 07 | 4,00E- 03 | 3,40E- 07 |
| 3000 | 2,80 E-03 | 1,97E- 07 | 3,30E- 03 | 2,62E- 07 | 3,90E- 03 | 3,34E- 07 |
| 3200 | 2,70 E-03 | 1,97E- 07 | 3,30E- 03 | 2,63E- 07 | 3,80E- 03 | 3,29E- 07 |
| 3400 | 2,70 E-03 | 2,02E- 07 | 3,20E- 03 | 2,70E- 07 | 3,90E- 03 | 3,47E- 07 |
| 3600 | 2,80 E-03 | 2,24E- 07 | 3,40E- 03 | 2,99E- 07 | 4,00E- 03 | 3,98E- 07 |
| 3800 | 3,10 E-03 | 2,68E- 07 | 3,70E- 03 | 3,65E- 07 | 4,30E- 03 | 4,78E- 07 |

| | | | | | | |
|------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|
| 4000 | 4,00 E-03 | 3,95E- 07 | 4,70E- 03 | 5,46E -07 | 5,50E -03 | 7,07E- 07 |
|------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|

Dari data di atas maka dapat dibuat grafik seperti tampak pada gambar berikut

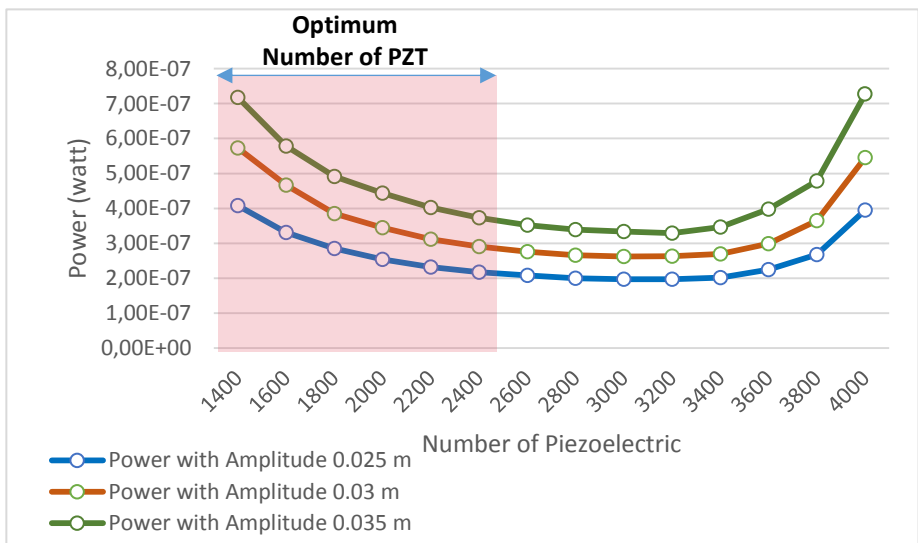


Gambar 4.33 Grafik jumlah *piezoelectric* optimum terhadap defleksi *piezoelectric*

Dari gambar 4.33 diatas dapat dilihat grafik perpindahan (defleksi) *piezoelectric* yang dipengaruhi oleh jumlah *piezoelectric* dengan variasi amplitudo. Frekuensi operasi pada simulasi ini adalah 20.61 rad/s. Terlihat grafik memiliki trendline “parabola terbalik”. Berdasarkan grafik diatas, didapatkan jumlah *piezoelectric* optimum yang dapat digunakan dalam sistem CPVA

memiliki rentang tertentu. Hal ini dikarenakan *piezoelectric* memiliki batas defleksi maksimum senilai 6 mm agar material *piezoelectric* tidak mengalami kerusakan.

Pada saat amplitudo 0.025 m, rentang jumlah *piezoelectric* optimum adalah 1400 hingga 4000 buah. Pada saat amplitudo 0.030 m dan 0.035 m, rentang jumlah *piezoelectric* optimum adalah 1600 hingga 4000 buah. Dari grafik tersebut dapat dilihat bahwa dengan menggunakan jumlah *piezoelectric* sebanyak 1400 hingga 3400 buah, terjadi penurunan perpindahan (defleksi) *piezoelectric* pada ketiga variasi amplitudo. Sedangkan dengan menggunakan jumlah *piezoelectric* sebanyak 3400 hingga 4000 buah, terjadi peningkatan defleksi *piezoelectric* hingga mencapai 5.5 mm.



Gambar 4.34 Grafik jumlah *piezoelectric* optimum terhadap daya bangkitan *piezoelectric*

Dari gambar 4.34 diatas dapat dilihat daya bangkitan listrik yang dipengaruhi oleh jumlah *piezoelectric* dengan variasi

amplitudo. Frekuensi operasi pada simulasi ini adalah 20.61 rad/s. Terlihat grafik memiliki trendline “parabola terbalik”. Berdasarkan grafik diatas, didapatkan rentang jumlah *piezoelectric* yang digunakan dalam sistem CPVA agar dapat menghasilkan daya bangkitan listrik yang optimum adalah 1400 hingga 4000 buah.

Pada saat amplitudo 0.025 m, didapatkan rentang daya bangkitan yang dapat diperoleh adalah 1.97E-7 hingga 4.08E-7 watt. Ketika amplitudo 0.030 m, didapatkan rentang daya bangkitan yang dapat diperoleh adalah 2.62E-7 hingga 5.46E-7 watt. Sedangkan dengan amplitudo 0.035 m, rentang daya bangkitan yang dapat diperoleh adalah 3.29E-7 hingga 7.07E-7 watt.

Dari grafik tersebut dapat dilihat bahwa dengan menggunakan jumlah *piezoelectric* sebanyak 1400 hingga 3200 buah, terjadi penurunan daya bangkitan dengan ketiga variasi amplitudo. Sedangkan dengan menggunakan jumlah *piezoelectric* sebanyak 3200 hingga 4000 buah, terjadi peningkatan daya bangkitan secara signifikan hingga ke titik tertinggi sebesar 7.07E-7 watt.

Nilai tegangan bangkitan dari material *piezoelectric* didapatkan dari persamaan sebagai berikut.

$$V_p = \frac{3 d_{31} E w t x_p}{4 C} \quad (2.30)$$

Dimana :

- V_p = Tegangan bangkitan (V)
- d_{31} = Konstanta Regangan *Piezoelectric* (C/N)
- E = Modulus Young (N/m²)
- W = Lebar Material *Piezoelectric* (m)
- t = Tebal Material *Piezoelectric* (m)
- x_p = Defleksi Material *Piezoelectric* (m)
- C = Kapasitansi Material *Piezoelectric* (F)

Dari persamaan tersebut dapat dilihat bahwa tegangan bangkitan berbanding lurus dengan defleksi material *piezoelectric* yang terjadi. Sehingga dengan semakin besarnya defleksi material *piezoelectric* maka energi listrik yang dihasilkan juga semakin

besar pula. Defleksi material *piezoelectric* dipengaruhi oleh amplitudo input yang diterima massa utama.

Sementara besar daya didapatkan dari persamaan berikut.

$$P = V \cdot I$$

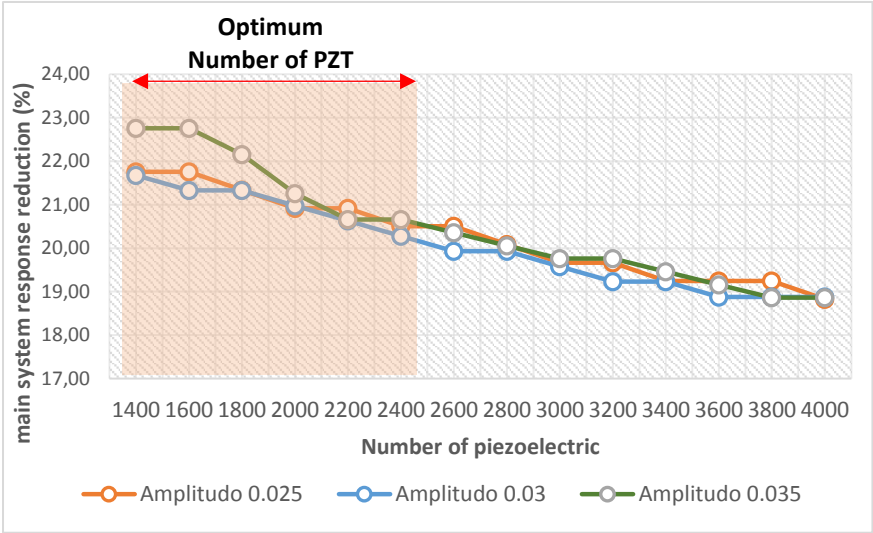
Sehingga dengan semakin besar tegangan dan arus maka daya yang dihasilkan akan semakin besar pula. Dari grafik yang telah didapatkan tidak sesuai dengan teori. Hal ini dikarenakan pada saat jumlah *piezoelectric* sebanyak 1400 hingga 3200 buah, daya bangkitan mengalami penurunan akibat turunnya perpindahan (defleksi) *piezoelectric* seperti yang terlihat pada gambar 4.33. Nilai penurunan ini lebih signifikan dibandingkan peningkatan daya bangkitan akibat naiknya jumlah *piezoelectric*. Sedangkan pada saat jumlah *piezoelectric* sebanyak 3200 hingga 4000 buah, daya bangkitan mengalami peningkatan akibat naiknya jumlah *piezoelectric*. Nilai peningkatan daya ini lebih signifikan dibandingkan penurunan daya bangkitan akibat turunnya perpindahan (defleksi) *piezoelectric*.

Tabel 4.8 Nilai Reduksi Perpindahan Massa Utama terhadap Jumlah *Piezoelectric* dengan Variasi Amplitudo

| Number of PZT | Reduction of Displacement of the Main Mass (%) | | |
|---------------|--|------------------|-------------------|
| | Amplitude 0.025 m | Amplitude 0.03 m | Amplitude 0.035 m |
| 1400 | 21,76 | 21,68 | 22,75 |
| 1600 | 21,76 | 21,33 | 22,75 |
| 1800 | 21,34 | 21,33 | 22,16 |
| 2000 | 20,92 | 20,98 | 21,26 |
| 2200 | 20,92 | 20,63 | 20,66 |
| 2400 | 20,50 | 20,28 | 20,66 |
| 2600 | 20,50 | 19,93 | 20,36 |
| 2800 | 20,08 | 19,93 | 20,06 |
| 3000 | 19,67 | 19,58 | 19,76 |

| | | | |
|------|-------|-------|-------|
| 3200 | 19,67 | 19,23 | 19,76 |
| 3400 | 19,25 | 19,23 | 19,46 |
| 3600 | 19,25 | 18,88 | 19,16 |
| 3800 | 19,25 | 18,88 | 18,86 |
| 4000 | 18,83 | 18,88 | 18,86 |

Dari data di atas maka dapat dibuat grafik seperti tampak pada gambar berikut



Gambar 4.35 Grafik persentase reduksi perpindahan massa utama terhadap jumlah *piezoelectric*

Dari gambar 4.35 diatas didapatkan grafik persentase reduksi perpindahan massa utama yang dipengaruhi oleh jumlah *piezoelectric* dengan variasi amplitudo. Frekuensi operasi pada simulasi ini adalah 20.61 rad/s. Terlihat grafik memiliki trendline turun. Pada saat amplitudo 0.025 m, didapatkan rentang persentase

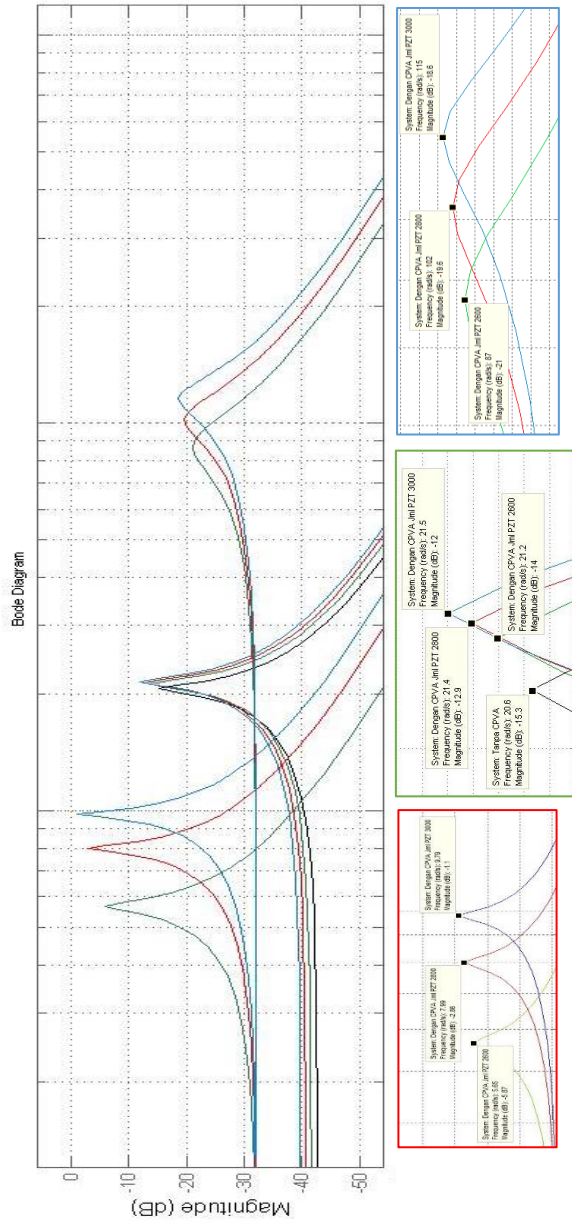
reduksi adalah 18.83% hingga 21.76%. Ketika amplitudo 0.030 m, didapatkan rentang persentase reduksi adalah 18.88% hingga 21.68%. Sedangkan dengan amplitudo 0.035 m, didapatkan rentang persentase reduksi adalah 18.86% hingga 22.75%.

Berdasarkan grafik pada gambar 4.32 diatas, didapatkan rentang jumlah *piezoelectric* agar didapatkan reduksi perpindahan massa utama lebih besar dari 20%. Jumlah *piezoelectric* yang optimum adalah 1400 hingga 2400 buah. Pada rentang tersebut, persentase reduksi perpindahan massa utama yang dapat dicapai adalah 20.28% hingga 22.75%. Selain itu, berdasarkan grafik pada gambar 4.34, didapatkan daya bangkitan yang dapat diperoleh dari optimasi jumlah *piezoelectric* adalah $2.17\text{E-}7$ hingga $5.78\text{E-}7$ watt.

Dengan bertambahnya jumlah *piezoelectric*, massa absorber sebagai sistem DVA menjadi semakin besar. Sehingga rasio massa absorber dan massa utama juga semakin bertambah. Sedangkan rasio optimum massa absorber dan massa utama adalah $1/20$. Bertambahnya jumlah *piezoelectric* menyebabkan rasio massa absorber dan massa utama semakin menjauhi titik optimum reduksi. Maka dari itu grafik yang telah didapatkan di atas sudah sesuai dengan teori.

Pada pembahasan dari gambar 4.22 sebelumnya, telah didapatkan persentase reduksi *displacement* dari sistem utama yang telah ditambahkan CPVA dengan variasi jumlah *piezoelectric* yang digunakan. Akan tetapi, hasil yang didapatkan dinilai kurang akurat karena nilai persentase reduksi berasal dari *magnitude* pada frekuensi natural sistem. Sedangkan data *magnitude* yang didapatkan memiliki sedikit variasi ketika diambil pada frekuensi yang sama. Sehingga nilai persentase reduksi yang didapatkan berupa angka kisaran. Oleh karena itu, nilai persentase reduksi *displacement* dari sistem utama yang dipilih adalah dari RMS *displacement* massa utama seperti yang ditunjukkan pada tabel 4.11. Hal ini dikarenakan nilai RMS *displacement* dianggap lebih akurat untuk merepresentasikan besar perpindahan yang terjadi pada massa utama.

Gambar 4.36 dibawah ini merupakan *bode diagram* dari sistem tanpa CPVA dan sistem yang telah ditambahkan CPVA dengan variasi jumlah *piezoelectric*. Grafik dibawah menunjukkan bahwa penambahan CPVA dapat menggeser frekuensi natural dari sistem utama. Garis hitam merupakan grafik *bode* dari sistem tanpa CPVA yang berada pada frekuensi natural 20.6 rad/s dengan *magnitude* -15.3 dB. Garis hijau menunjukkan grafik *bode* dari sistem dengan tambahan CPVA yang memiliki jumlah *piezoelectric* sebanyak 2600 buah. Salah satu frekuensi natural dari sistem ini adalah 21.2 rad/s dengan *magnitude* -14 dB. Garis merah menunjukkan grafik *bode* dari sistem dengan tambahan CPVA yang memiliki jumlah *piezoelectric* sebanyak 2800 buah. Salah satu frekuensi natural dari sistem ini adalah 21.4 rad/s dengan *magnitude* -12.9 dB. Sedangkan garis biru menunjukkan grafik *bode* dari sistem dengan tambahan CPVA yang memiliki jumlah *piezoelectric* sebanyak 3000 buah. Salah satu frekuensi natural dari sistem ini adalah 21.5 rad/s dengan *magnitude* -12.9 dB. Berdasarkan grafik dibawah dapat disimpulkan bahwa semakin besar jumlah *piezoelectric* yang digunakan, maka akan menggeser puncak frekuensi natural semakin ke kanan, sekaligus memperbesar nilai *magnitude* dari frekuensi tersebut.



Gambar 4. 36 Bode diagram dari sistem utama yang telah ditambahkan CPVA dengan variasi jumlah *piezoelectric*

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari penelitian yang telah dilakukan didapatkan kesimpulan sebagai berikut:

1. Telah dirancang sistem utama sebagai sumber getar yang memiliki dimensi 50x50x30 cm. Getaran pada sistem ini hanya terjadi pada arah translasi karena gerakan dibatasi oleh batang pegas.
2. Telah dirancang *Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber* (CPVA) yang memiliki dimensi 10x10x20 cm. Sistem ini berfungsi untuk mereduksi getaran translasi pada sistem utama dengan arah vertikal dan dapat s energi bangkitan listrik.
3. Semakin besar amplitudo eksitasi menyebabkan perpindahan yang terjadi pada massa utama, massa absorber, dan massa *piezoelectric* juga semakin besar. Hal ini menyebabkan voltase dan daya bangkitan dari CPVA semakin bertambah. Akan tetapi persentase reduksi perpindahan massa utama memiliki nilai yang konstan.
4. Frekuensi operasi yang semakin mendekati frekuensi natural menyebabkan perpindahan yang terjadi pada massa utama, massa absorber, dan massa *piezoelectric* juga semakin besar. Hal ini menyebabkan voltase dan daya bangkitan dari CPVA semakin bertambah. Daya bangkitan terbesar yang mampu dihasilkan oleh CPVA adalah $3.52E-7$ watt. Selain itu, persentase reduksi perpindahan massa utama juga memiliki nilai yang semakin besar. Nilai reduksi terbesar terjadi ketika sistem dioperasikan di frekuensi naturalnya, yaitu sebesar 20.36%.
5. Karakteristik CPVA yang didapatkan dengan memvariasikan jumlah *piezoelectric* adalah jumlah *piezoelectric* yang optimum berada pada rentang 1400 hingga 2400 buah. Pada rentang tersebut, persentase reduksi perpindahan massa utama

yang dapat dicapai adalah 20.28% hingga 22.75%. Selain itu didapatkan daya bangkitan yang dapat diperoleh dari optimasi jumlah piezoelectric adalah $2.17\text{E-}7$ hingga $5.78\text{E-}7$ watt.

5.2 Saran

Dari penelitian yang telah dilakukan didapatkan saran sebagai berikut:

1. Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan, disarankan untuk tidak menggunakan metode *cantilever piezoelectric* sebagai pengonversi energi yang disusun seri dengan DVA. Dikarenakan adanya batasan defleksi maksimum *cantilever piezoelectric*, getaran yang terjadi pada massa absorber juga harus dibatasi. Sehingga persentase reduksi dari DVA menjadi sangat rendah.

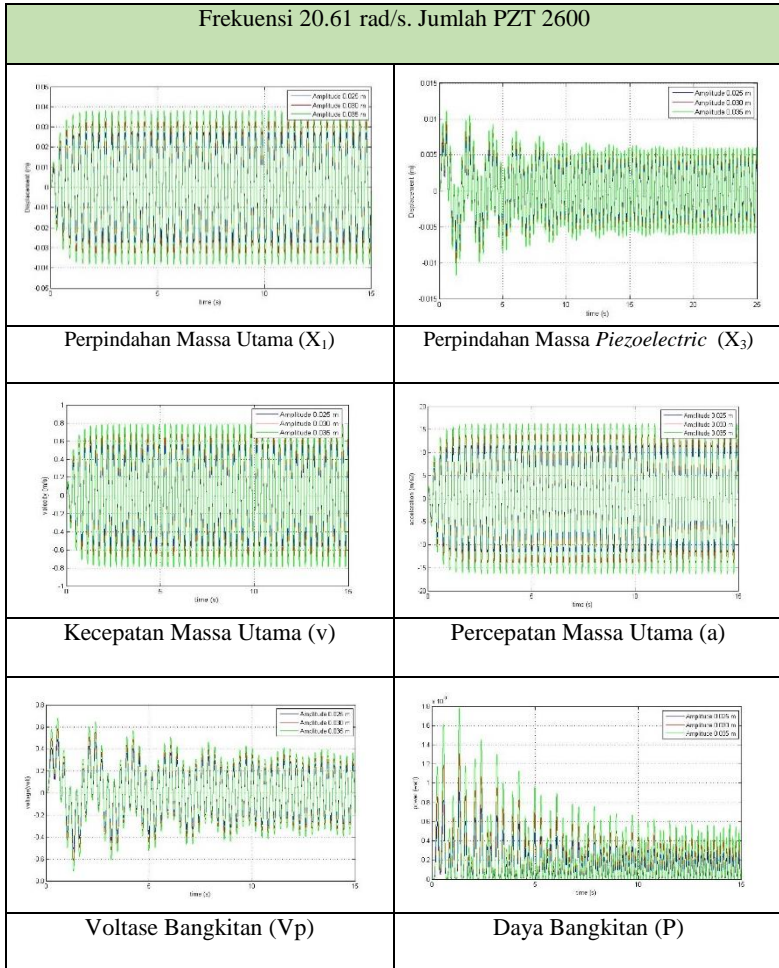
DAFTAR PUSTAKA

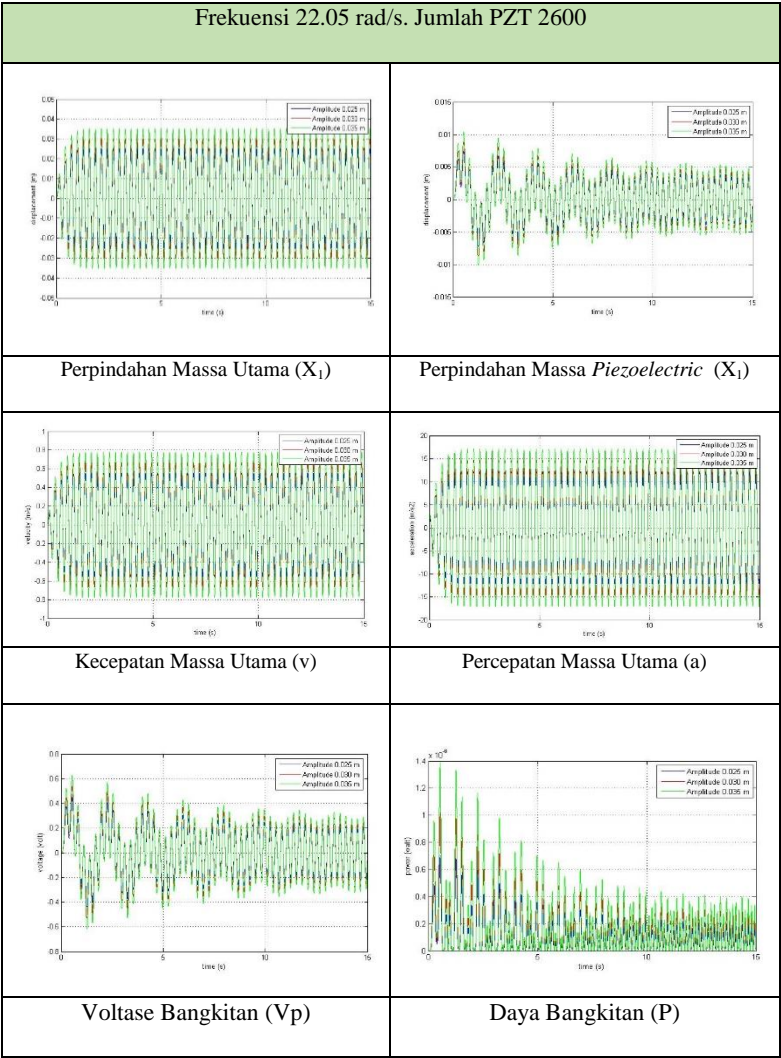
- [1] Pachpute, A.Z., Bawa, P.B. 2016. **Optimum Design of Damped Dynamic Vibration Absorber**. Imperial Journal of Interdisciplinary Research (IJIR).
- [2] Galal, A. Hassan. 2014. **Optimal Design of A Vibration Absorber-Harvester Dynamic System**. International Journal of Research in Engineering and Technology (IJRET).
- [3] Kusumadewayanti, Esthi. 2015. **Studi Pengaruh Massa dan Perubahan Lengan Momen Dual Dynamic Vibration Absorber (DVA)-Independent Terhadap Respon Getaran Sistem Utama 2-DOF**. Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya.
- [4] Lostari, Aini. 2015. **Studi Perbandingan Pengaruh Penambahan SDVA dan DDVA Tersusun Seri Terhadap Respon Getaran Translasi Sistem Utama**. Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya.
- [5] Krisdianto, Andy Noven. 2011. **Studi Karakteristik Energi yang Dihasilkan Mekanisme Vibration Energy Harvesting dengan Metode Piezoelectric untuk Pembebanan Frontal dan Lateral**. Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya.
- [6] S. Rao, Singiresu. 2004. **Mechanical Vibration**. Singapore: Prentice Hall PTR.
- [7] Close, M.C., Frederic, K.D., dan Newell, C.J. 2002. **Modelling and Analysis of Dynamic System (third ed.)**. Hoboken: Jhon Wiley & Sons, Inc.
- [8] Firdaus, Zulfan Wildan. 2015. **Pemodelan dan Analisa Energi Listrik yang Dihasilkan Mekanisme Ocean Wave Energy Harvester Tipe Pelampung Bola Menggunakan Metode Cantilever Piezoelectric**. Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya.

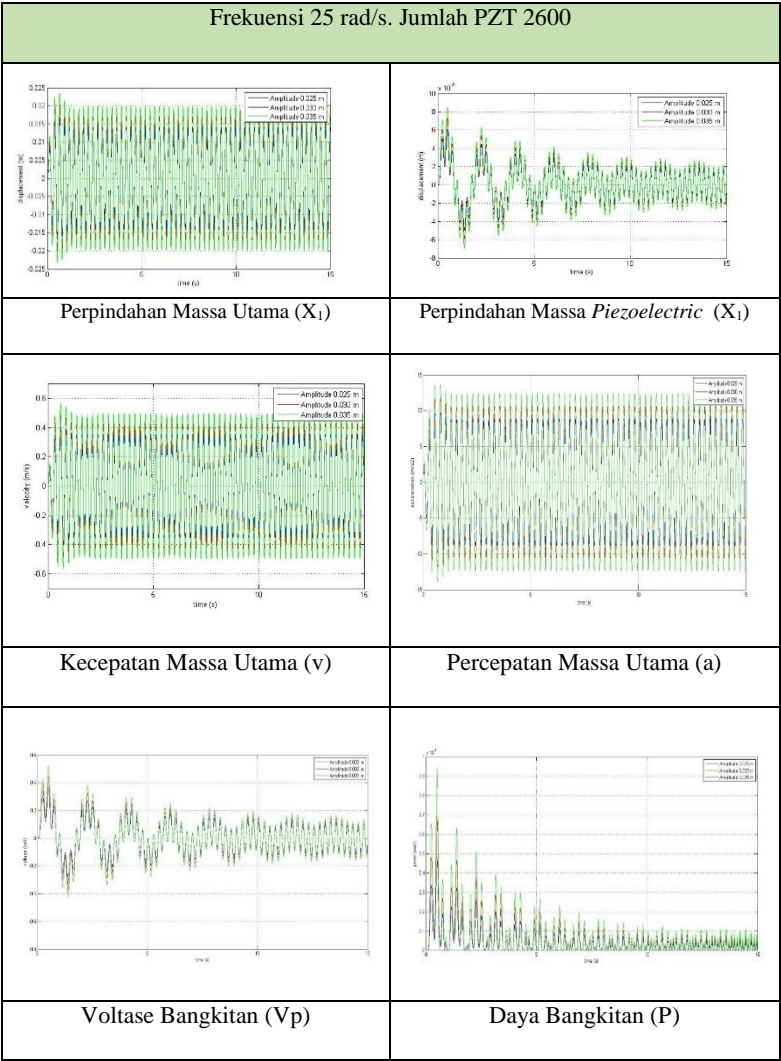
“Halaman ini sengaja dikosongkan”

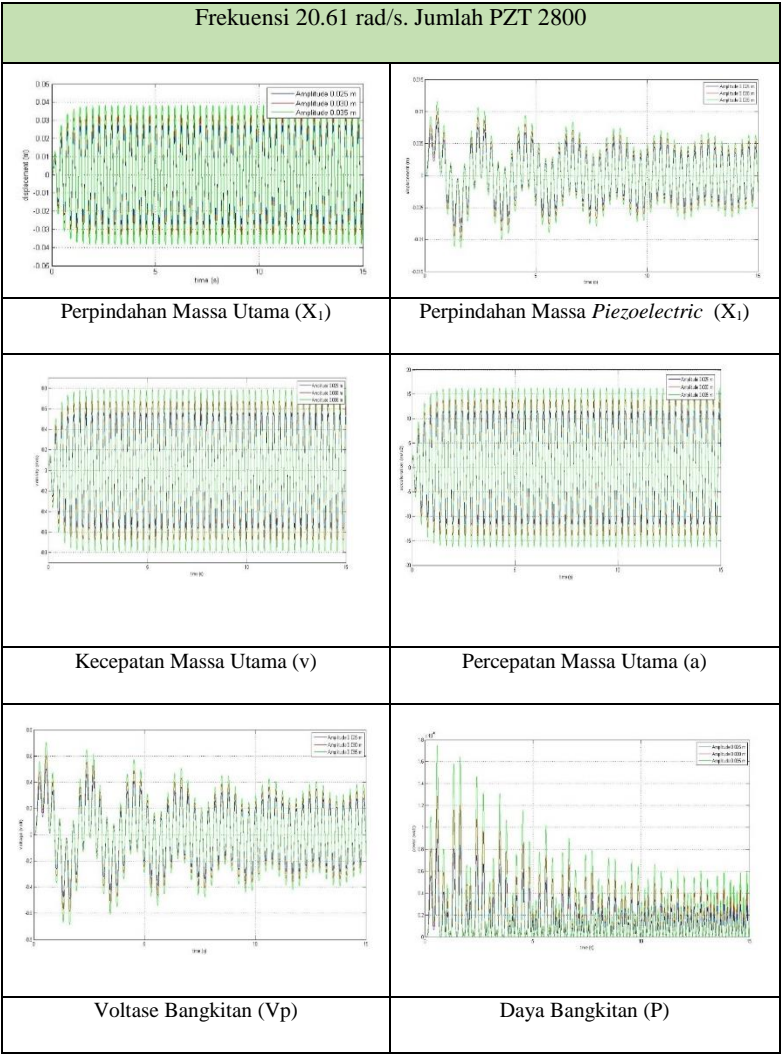
LAMPIRAN

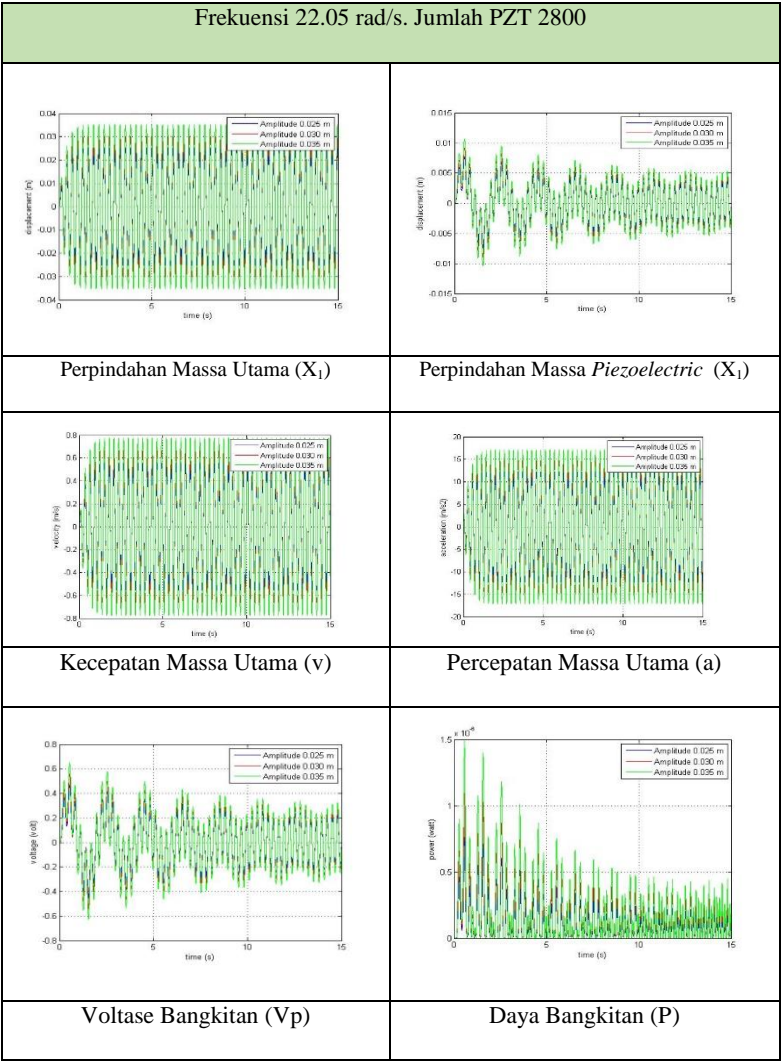
1. Hasil Simulasi Matlab Simulink

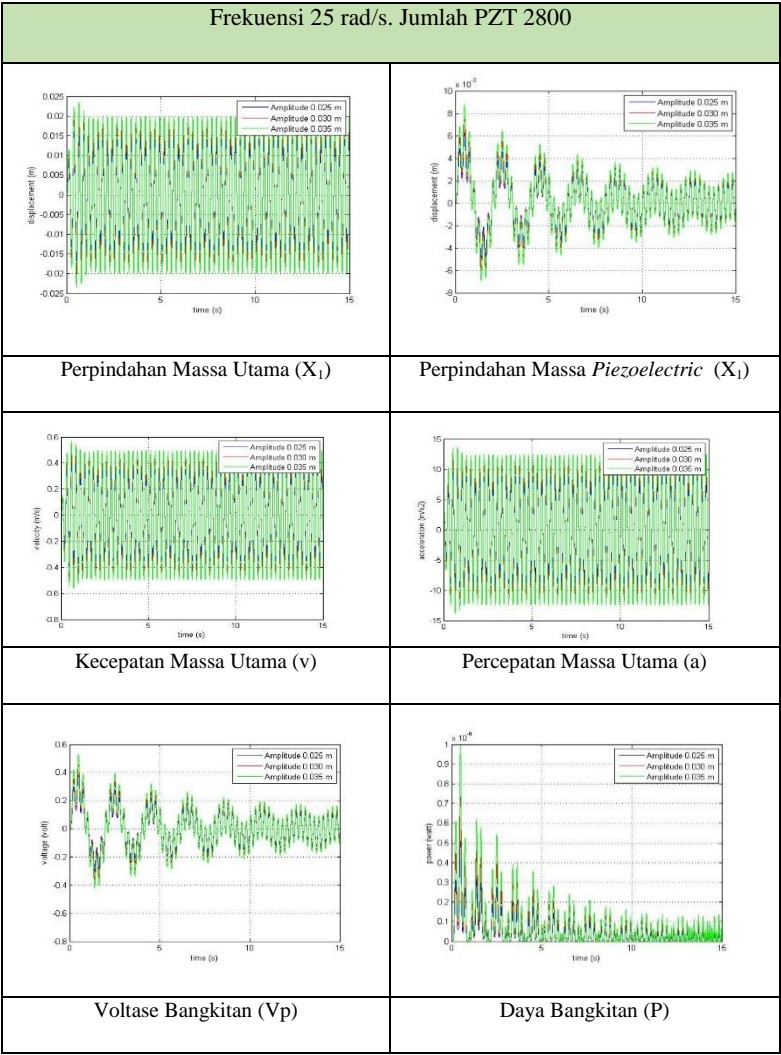


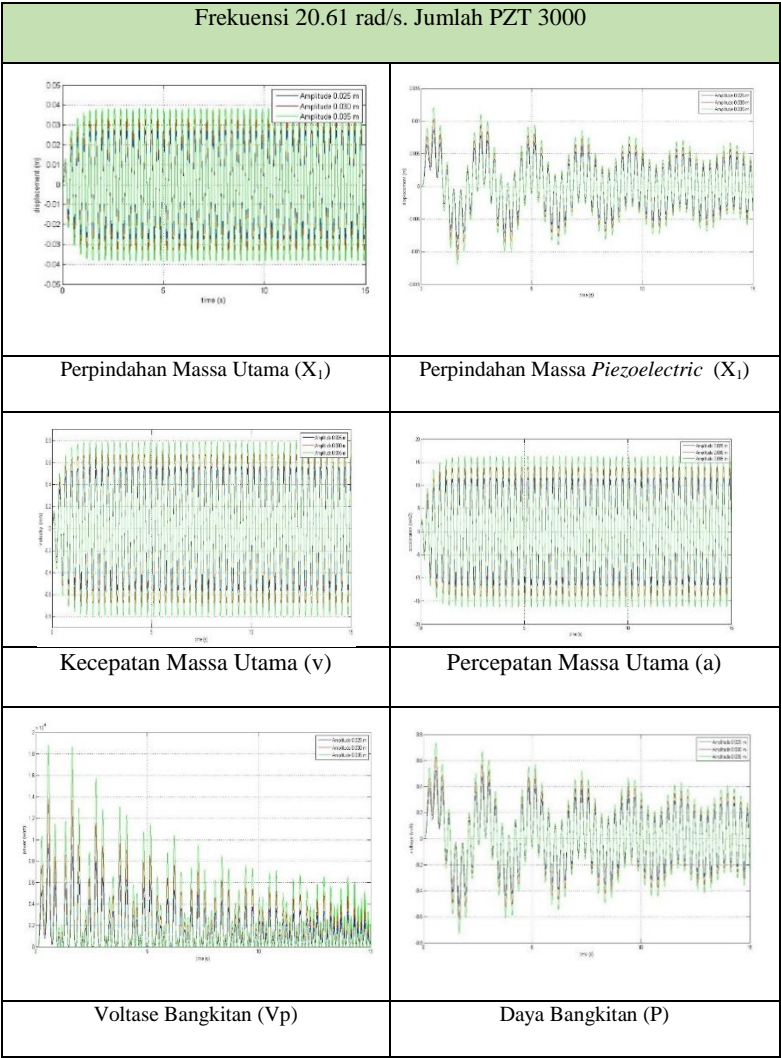


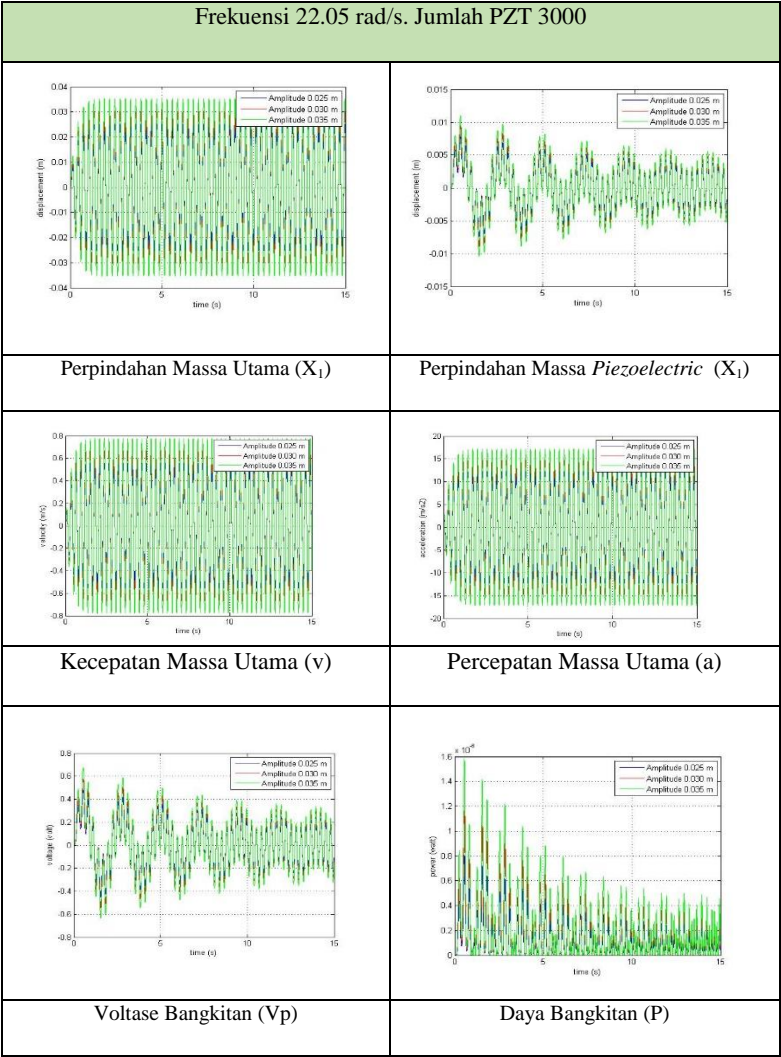


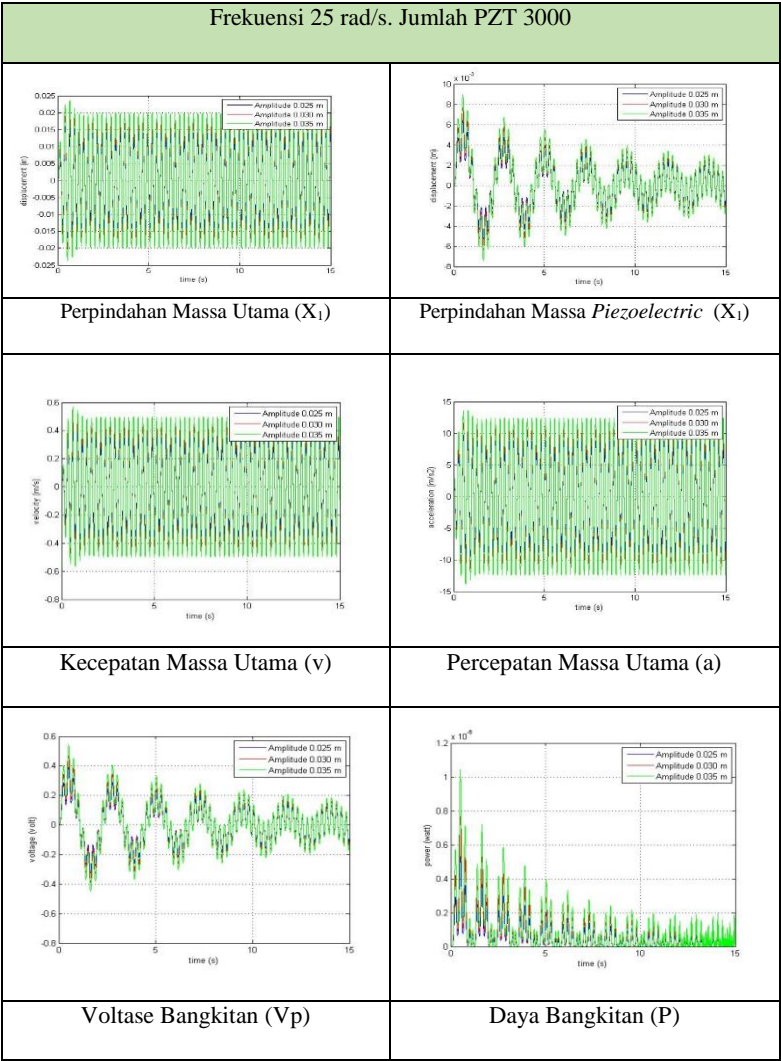




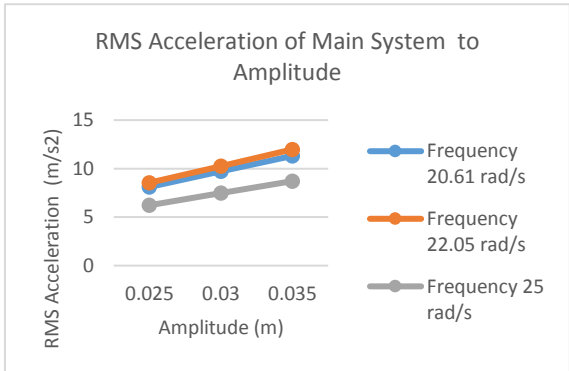
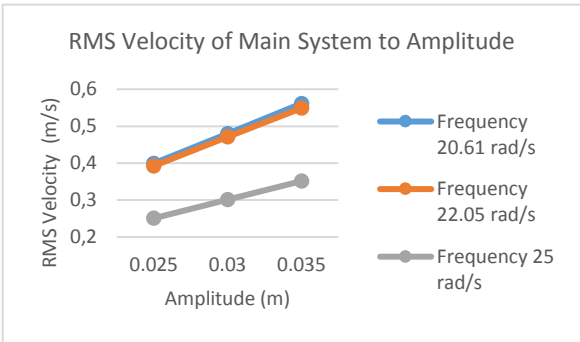
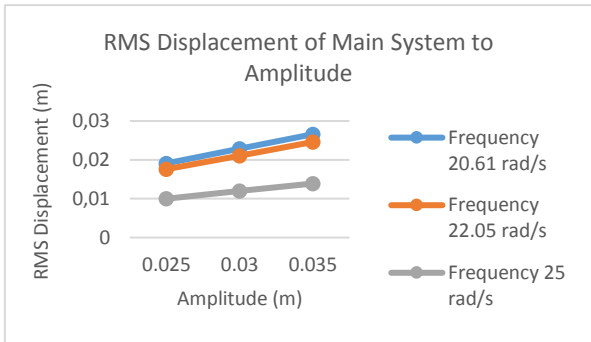




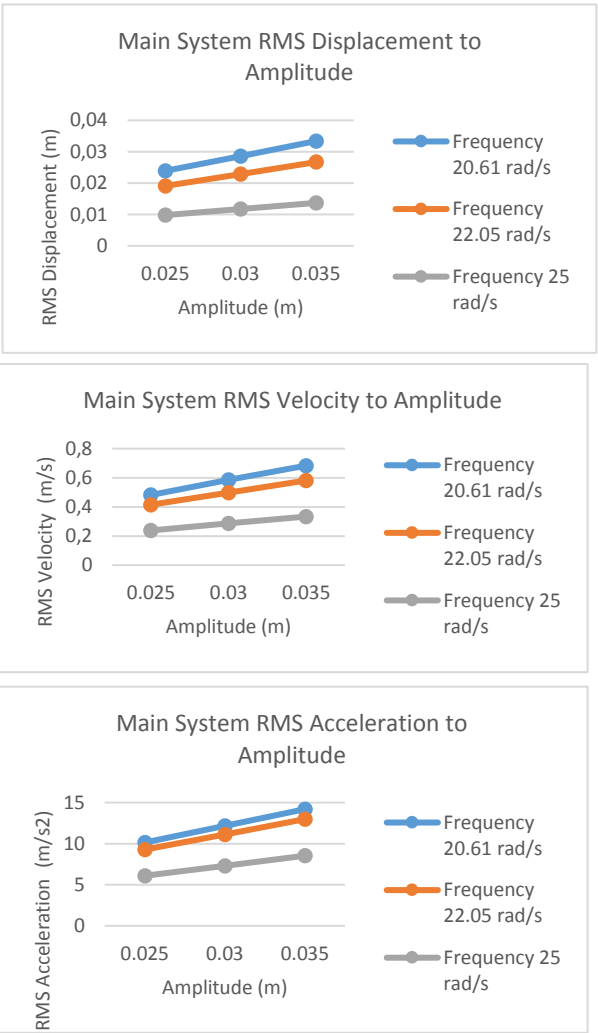




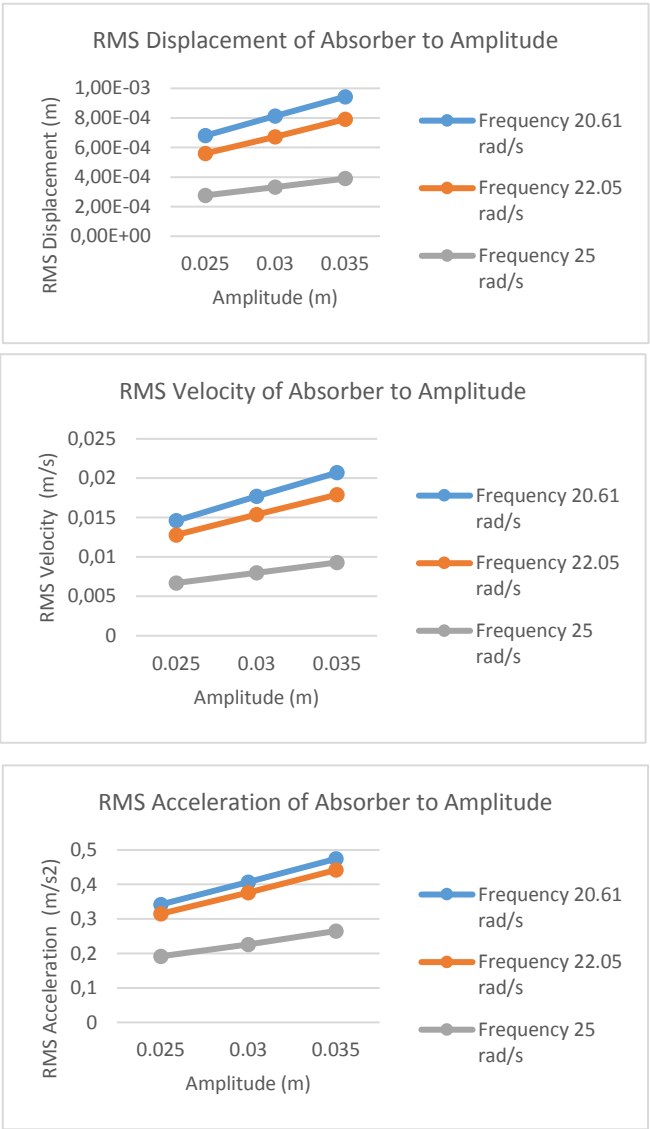
2. Grafik RMS Perpindahan, Kecepatan, dan Percepatan Massa Utama Tanpa CPVA Terhadap Amplitudo



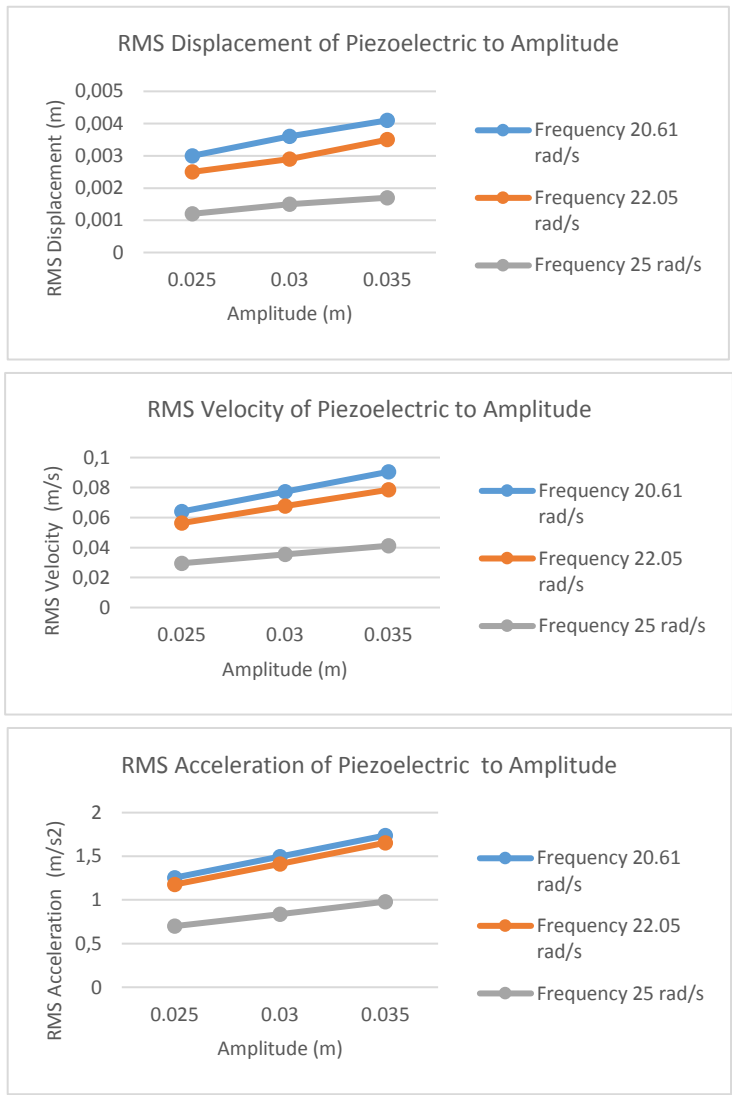
3. Grafik RMS Perpindahan, Kecepatan, dan Percepatan Massa Utama Dengan CPVA Terhadap Amplitudo



4. Grafik RMS Perpindahan, Kecepatan, dan Percepatan Massa Absorber Terhadap Amplitudo



5. Grafik RMS Perpindahan, Kecepatan, dan Percepatan Massa Piezoelectric Terhadap Amplitudo



“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BIODATA PENULIS



Wahyu Rachma Efendy dilahirkan di Gresik pada tanggal 14 Agustus 1995 dari orangtua yang sangat luar biasa bernama Ahmad Efendi dan Sri Wahyuni. Penulis menghabiskan masa kanak-kanak dan tumbuh bersama tiga orang adik terbaik di dunia yang bernama M. Isnan Syaichoni, M. Tri Ramdhani, dan Khanza Syahla Mahardini. Pendidikan formal yang ditempuh oleh penulis dimulai dari MI Ma'arif Ngargosari pada tahun 2000-2006. Kemudian penulis melanjutkan pendidikan di SMP Negeri 1 Gresik pada tahun 2006-2009 dan SMA Negeri 1 Gresik pada tahun 2009-2012. Selanjutnya penulis diterima di S-1 Jurusan Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya melalui jalur SNMPTN Tulis.

Penulis aktif dalam kegiatan akademik maupun non akademik selama perkuliahan. Penulis pernah menjadi asisten Laboratorium Vibrasi dan Sistem Dinamis dan Laboratorium Perancangan dan Pengembangan Produk. Selain itu untuk mengisi kegiatan non akademik pada tahun kedua perkuliahan, penulis aktif menjadi staff Departemen Organisasi Himpunan Mahasiswa Mesin periode 2013-2014 dan staff Divisi Internal Lembaga Dakwah Keputrian Ash-Shaff periode 2013-2014. Selanjutnya pada tahun ketiga, penulis aktif sebagai sekretaris Departemen Organisasi Himpunan Mahasiswa Mesin periode 2014-2015 dan kepala Divisi Internal Lembaga Dakwah Keputrian Ash-Shaff periode 2014-2015.

Motto hidup penulis adalah *"It's Better to light a candle than curse the darkness"* menjadikan penulis selalu berusaha untuk mengambil sisi positif dari segala sesuatu yang terjadi, serta selalu fokus untuk mencari solusi dari permasalahan yang dihadapi dalam hidup. Untuk semua informasi dan masukan terkait tugas akhir ini

dapat menghubungi penulis melalui email
wahyurachma.m55@gmail.com.